

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

ANALÝZA DYNAMICKÝCH VLASTNOSTÍ PNEUMATICKÉHO AKTUÁTORU

ANALYSIS OF DYNAMIC PROPERTIES OF PNEUMATIC ACTUATOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JÁN HRIVŇÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. EDUARD MALENOVSKÝ,
DrCs.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ján Hrivňák

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Inženýrská mechanika a biomechanika (3901T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Analýza dynamických vlastností pneumatického aktuátoru

v anglickém jazyce:

Analysis of dynamic properties of pneumatic actuator

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Regulační mechanismy turbodmychadel s proměnnou geometrií pro osobní vozidla bývají poháněny pneumatickými aktuátory. Tyto součásti mají specifické chování, pokud je turbodmychadlo vystaveno vibracím a mohou vyvolat nežádoucí kmitání regulačního mechanismu vedoucí k nadměrnému opotřebení jeho součástí. Cílem práce je provést analýzu modálních vlastností a posoudit i vliv některých vazeb v aktuátoru.

Cíle diplomové práce:

- 1) Vytvořit výpočtový model pneumatického aktuátoru.
- 2) Provést statickou analýzu a získat předpětí aktuátoru.
- 3) Provést modální analýzu aktuátoru.
- 4) Porovnat výsledky analýzy s výsledkem testu provedeným ve firmě Honeywell.

Seznam odborné literatury:

- [1] Školící materiály firmy Honeywell.
- [2] Bingen Yang, Structural dynamics. Elsevier 2004.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Eduard Malenovský, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 13.11.2012




prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu


prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

ABSTRAKT

Táto diplomová práca sa zaoberá dynamickou analýzou pneumatického aktuátora, ktorý sa používa ako regulačný mechanizmus v turbodúchadlách s premennou geometriou.

Hlavným cieľom práce je identifikácia vlastných frekvencií v stanovenom frekvenčnom rozmedzí, v ktorom je výskyt vlastných frekvencií nežiadúcim javom.

Prvá časť práce je venovaná experimentálnemu modelovaniu, ktorého cieľom je získať indentifikačno-experimentálnou metódou prenosovú charakteristiku mechanickej sústavy (Frequency Response Function) v stanovenom frekvenčnom intervale, kde sa očakáva dominantné kmitanie aktívnej časti regulačného mechanizmu. Zároveň sa z experimentálneho modelovania získavajú parametre pre numerickú analýzu.

Druhá časť práce sa zaoberá modálnou analýzou s vplyvom predpätia a resultuje vykonaním harnomickej analýzy a následného porovnania výsledkou experimentálneho modelovania. Táto časť je riešená v programovom prostredí ANSYS Workbench.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

turbodúchadlo ,pneumatický aktuátor, modálna analýza, predpätie, hyperelasticita, vlastný tvar, vlastná frekvencia,

ABSTRACT

This thesis deals with dynamic analysis of pneumatic actuator which is used as regulation mechanism of turbochargers with Variable Nozzle Turbine (VNT) technology.

The first part of work is focused on experimental modeling which goal is obtaining Frequency Response Function on specify frequency range by Frequency Response Function Analysis – FRFA. Dominant vibrations of pneumatic actuator active parts is expected on this specify frequency range. Results of experimental modeling will be used for gaining input parameters for numerical computation as well.

The second part deal with Pre-Stressed Modal Analysis and subsequently Harmonic analysis. Obtained results with numerical and experimental analysis will be compared. This part of diploma thesis is solved in programmatic environment ANSYS Workbench.

KEY WORDS

turbocharger ,pneumatic actuator, modal analysis, harmonic analysis, pre-stressed effect, hyperelasticity, natural shape, natural frequency

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HRIVŇÁK, J. *Analýza dynamických vlastností pneumatického aktuátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. XY s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Eduard Malenovský, DrSc..

Čestné vyhlásenie

Vyhlasujem, že som celú diplomovú prácu vypracoval samostatne pod vedením vedúceho diplomovej práce prof. Ing. Eduarda Malenovského, DrSc. a asistencie odborníkov z firmy Honeywell spol. s.r.o. Brno. Zároveň prehlasujem, že som uviedol všetky použité zdroje odbornej literatúry a internetových zdrojov.

V Brně, 24. 5. 2013

.....

Bc. Ján Hrivňák

Pod'akovanie

Touto cestou by som sa chcel pod'akovať vedúcemu diplomovej práce prof. Ing. Eduardovi Malenovskému, DrSc. za cenné rady, ochotu, odbornú pomoc a usmernenie, bez ktorého skúseností by táto práca nevznikla.

Zároveň, chcem vysloviť pod'akovanie Ing. Radku Jandorovi, PhD. za jeho ochotu a záujem a podporu pri vypracovaní diplomovej práce. V neposlednom rade chcem pod'akovať Dr. Jorgenovi Bergstormovi, PhD. za poskytnutie dát z materiálových skúšok silikónovej gummy, potrebných pre riešenie.

OBSAH

ÚVOD.....	10
1 Úvod do problematiky turbodúchadiel	11
1.1 Princíp činnosti turbodúchadla	11
1.2 Konštrukcia turbodúchadla.....	12
1.3 Regulácia preplňovania	13
1.3.1 Odpúšťanie výfukových plynov pred turbínov	13
1.3.2 Natáčanie rozvádzacích lopatiek turbíny	14
1.3.3 Natáčanie riadiacej smerovej klapky	15
1.3.4 Zmena šírky statora turbíny	16
2 Popis problémovej situácie	17
2.1 Vytvorenie modelu problému.....	18
2.1.1 Analýza problému	18
2.1.2 Analýza problému	18
2.1.3 Postup riešenia problému	19
3 Experimentálne modelovanie.....	21
3.1 Experimentálna modálna analýza.....	21
3.1.1 Deskriptory systému	22
3.1.2 Frekvenčná odozvoová funkcia (FRF).....	23
3.1.3 Dvojkanálová analýza.....	25
3.1.4 Digitalizácia signálu pomocou Fourierovej transformácie	26
3.2 Návrh experimentu	27
3.2.1 Voľba, tvorba a spôsob uloženia experimentálneho objektu.....	27
3.2.2 Merací reťazec a podmienky merania.....	29
3.2.3 Budenie meraného objektu.	30
3.2.4 Snímanie vstupného a výstupného signálu.	31
3.3 Analýza a spracovanie výsledkov merania.....	33
3.3.1 Experimentálne modelovanie statickej tuhosti meraného objektu.....	33
3.3.2 Analýza výsledkov merania.....	34
3.3.3 Stanovenie tlmenia z amplitúdovej charakteristiky	37
3.4 Zhodnotenie a posúdenie experimentu	40
4 Výpočtové modelovanie.	42
4.1 Vytvorenie modelu topológie	42

4.2	Vytvorenie modelu dekompozície.....	42
4.3	Vytvorenie modelu geometrie	42
4.4	Vytvorenie modelu materiálu	44
4.4.1	Nájdienie konštitutívneho materiálového modelu silikónovej gumy	46
4.5	Vytvorenie modelu kontaktov	49
4.6	Vytvorenie siete konečných prvkov	52
4.7	Vytvorenie modelu okrajových podmienok a zaťaženia.....	54
4.8	Nastavenie parametrov výpočtu	56
4.9	Výsledky výpočtového modelovania	57
4.9.1	Výsledky štruktúrálnej analýzy.....	57
4.9.2	Výsledky modálnej analýzy	60
4.9.3	Výsledky analýzy harmonickej odozvy	62
5	Záver.....	64
	Zoznam symbolov a skratiek	66
	Zoznam obrázkov	68
	Zoznam tabuliek	70
	Zoznam použitej literatúry	71
	Prílohy	72

ÚVOD

V dnešnej dobe je značne viditeľný rozmach používania turbodúchadiel. Tento fenomén je spojený so zvýšenými požiadavkami na znižovanie spotreby a emisií v automobiloch.

Preplňovanie spaľovacích motorov patrí k najvyužívanejším možnostiam, ako zvýšiť výkon motoru pri zachovaní jeho konštrukcie. Preplňovanie je plnenie valca motora vzduchom o vyššom tlaku a hustote, ako je atmosférický tlak.

Veľký rozvoj vo vývoji turbodúchadlových systémov nastal v roku 1990, kedy bola predstavená technológia VNT (Variable Nozzle Turbine) firmy Honeywell Garrett. Jej prínos bol v možnosti natáčania rozvádzacej lopatky v turbínovej časti turbodúchadla, čo umožnilo presne nastavovať plniaci tlak podľa požiadavkou motoru a tým ho optimalizovať ako v nízkych, tak vysokých otáčkach motoru.

Vozidlové spaľovacie motory pracujú v rôznych režimoch, preto pre dosiahnutie ideálneho plniaceho tlaku pri všetkých pracovných režimoch je nutné zaviesť reguláciu preplňovania. Tím je dosiahnuté zvýšenie výkonu, zníženie spotreby paliva a predovšetkým väčšia variabilita motoru.

Cieľom práce je popísať dynamické chovanie pneumatického aktuátora a vytvoriť korektný výpočtový model, ktorý bude slúžiť pre ďalšie analýzy firme Honeywell.

Práca je rozdelená do troch častí. Prvá časť sa venuje turbodúchadlám a spôsobom ich regulácie. V druhej časti je popísaný experiment, ktorého cieľom je získať potrebné vstupné dáta pre numerickú analýzu a posúdiť vplyvy jednotlivých zaťaženia a podtlaku na vlastné frekvencie a im prislúchajúce amplitúdy zrýchlení a posuvov. Tretia časť sa zaoberá numerickým výpočtom v programovom prostredí ANSYS Workbench z cieľom získať korektný výpočtový model pneumatického aktuátora.

Túto prácu som si vybral z toho dôvodu, že ide o prvú štúdiu pneumatického aktuátora vo firme Honeywell. Táto téma bola vypísaná od roku 2011, až teraz bol z mojej strany prejavovaný záujem o jej riešenie.

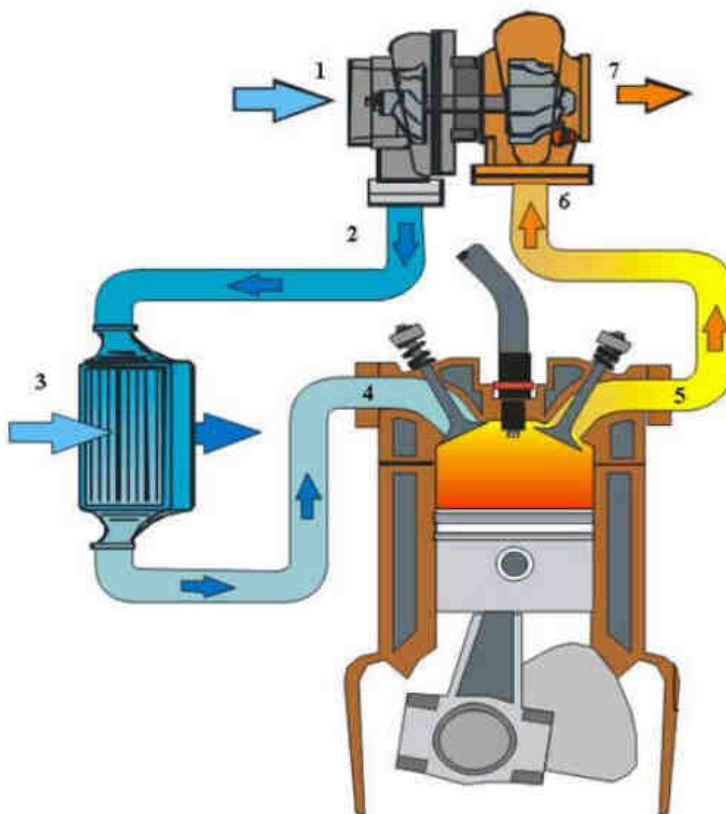
Doteraz bolo dynamické chovanie VNT turbodúchadla riešené na nevalidovanom modeli a preto si myslím, že táto bude prínosná pre ďalšie štúdie turbodúchadla. V neposlednom rada by som spomenul, že ma zaujíma motošport a veci s ním spojené, rovnako ako aj dynamika pohybu samotná.

1 Úvod do problematiky turbodúchadiel

Turbodúchadlá slúžia k preplňovaniu spaľovacích motorov. Pri vývoji dnešných spaľovacích motorov sú pomerne veľkým trendom a to vďaka schopnosti efektívne zvýšiť merný výkon, znížiť emisie a šetriť palivo. Atmosférický plnené spaľovacie motory sú postupne vytlačované a nahrádzané novými preplňovacími motormi s menšími zdvihovými objemami, ktoré však poskytujú zrovnateľný výkon, výbornú pružnosť v širokom spektre otáčok a nižšiu spotrebu paliva.

1.1 Princíp činnosti turbodúchadla

Turbodúchadlo stlačuje vzduch prúdiaci do spaľovacieho priestoru. Čím viac vzduchu sa dostane do valcov motora, tým viac paliva je možné dodať. Čím viac vzduchu s palivom bude spálené, tým vyšší výkon je možné dodať motoru.[12]



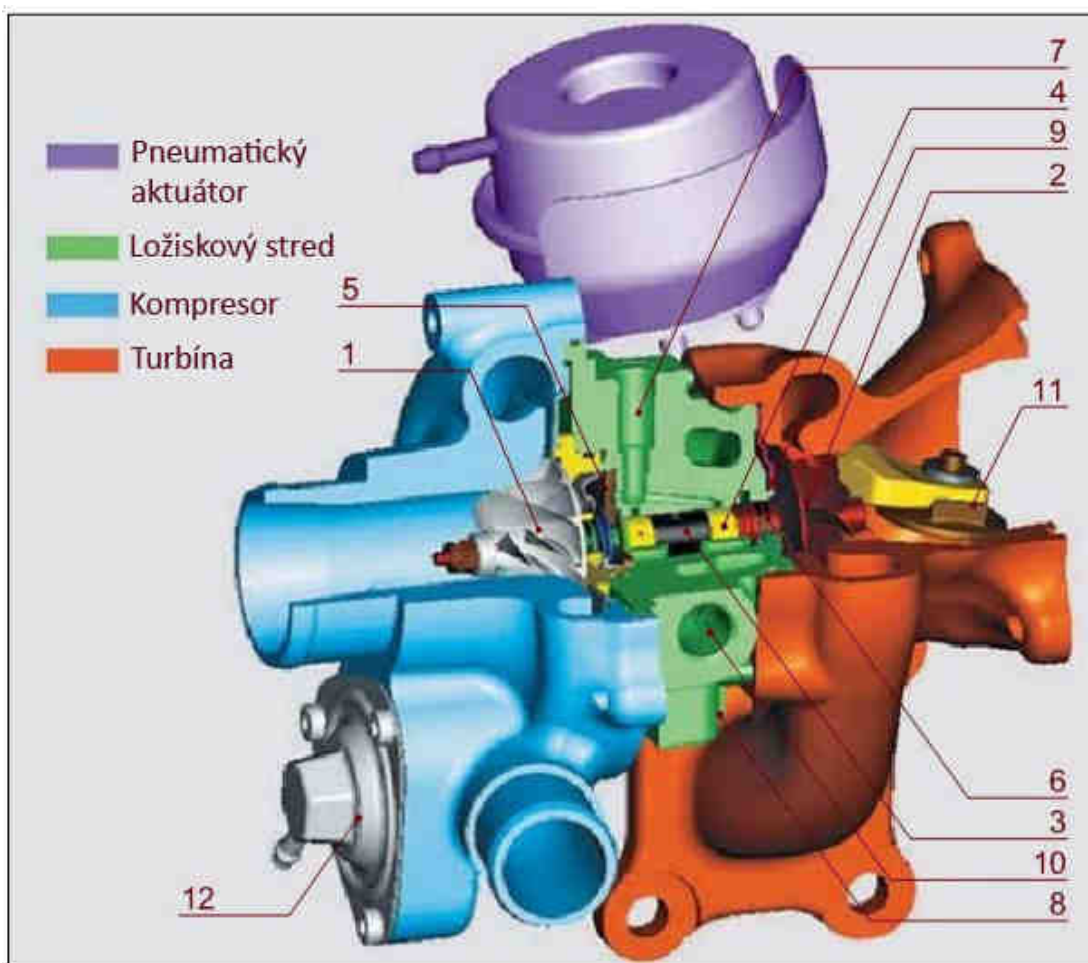
Obr. 1: Schéma činnosti turbodúchadla. [12]

Vzduch sa po prechode vzduchovým filtrom dostáva do kompresorovej skrine turbodúchadla (1). Tu je stlačený a tým sa zväčšuje jeho hustota a súčasne aj teplota

(2). Teplý vzduch má horšiu odolnosť voči detonačnému spaľovaniu a znižuje celkovú účinnosť spaľovania. Preto je do dnešných systémov implementovaný medzichladič stlačeného vzduchu (3), ktorý znižuje teplotu stlačeného vzduchu a súčasne ešte navýši jeho hustotu. Takto stlačený vzduch prúdi nasávacím kanálom (4) do valca motoru. Ak je zmes vzduchu a paliva vo valci spálená, odchádzajú výfukové plyny cez výfukový kanál a vedenie (5) do turbínovej skrine turbodúchadla (6), kde je výfukovým médiom roztáčané turbínové koleso. Pri prechode turbínovou časťou turbodúchadla (7) ztratia výfukové plyny časť svojej energie, ktorá je využitá na stlačenie vzduchu v turbodúchadle.

1.2 Konštrukcia turbodúchadla

Turbodúchadlo je vysokootáčkový lopatkový stroj, zpravidla radiálneho jednostupňového usporiadania skadajúci sa z troch základných častí: kompresorovej, ložiskovej a turbínovej.



Obr. 2: Hlavné konštrukčné časti turbodúchadla. [12]

1- radiálne kompresorové koleso, 2-radiálne turbínové koleso, 4-klzné ložisko, 5-axiálne ložisko, 6-tesniace piestne krúžky, 7-prívod oleja, 8-odvod oleja, 9-tepelný štít, 10-prívod chladiacej kvapaliny, 11-odpúšťanie regulačného ventilu, 12-piepuštný ventil.

Pre dnešné turbodúchadlá sú typické vysoké otáčky, ktoré dosahujú bežne $240\,000\text{ min}^{-1}$. To kladie nemalé nároky na uloženie hriadeľa v ložiskách a vyváženie celého rotoru. V ložiskovej skrini pre uloženie hriadeľa môžu byť použité klzné alebo guľičkové ložiská. Guľičkové ložiská sú schopné znášať väčšie zaťaženie a vykazujú menšie straty spôsobené trením.

Konštrukcia dnešných turbodúchadiel je zrejmá z obr. 2., kde je znázornené turbodúchadlo pre benzínový spaľovací motor s regulačným a prepúšťacím ventilom.

1.3 Regulácia preplňovania

Vozidlové spaľovacie motory pracujú v rozdielnych prevádzkových režimoch, pri ktorých sa menia otáčky a zaťaženie motora. Aby bolo možné dosiahnuť ideálneho plniaceho tlaku pre všetky režimy je nutné použiť reguláciu preplňovania. Tím je dosiahnuté zvýšenie výkonu a krútiaceho momentu, zníženie spotreby paliva a predovšetkým zlepšenia pružnosti motoru (zvýšenie krútiaceho momentu pri nízkych otáčkach). Regulácia preplňovania tiež zahŕňa aj preťažovanie motoru (veľké tlaky a teploty pri vysokých otáčkach motora)

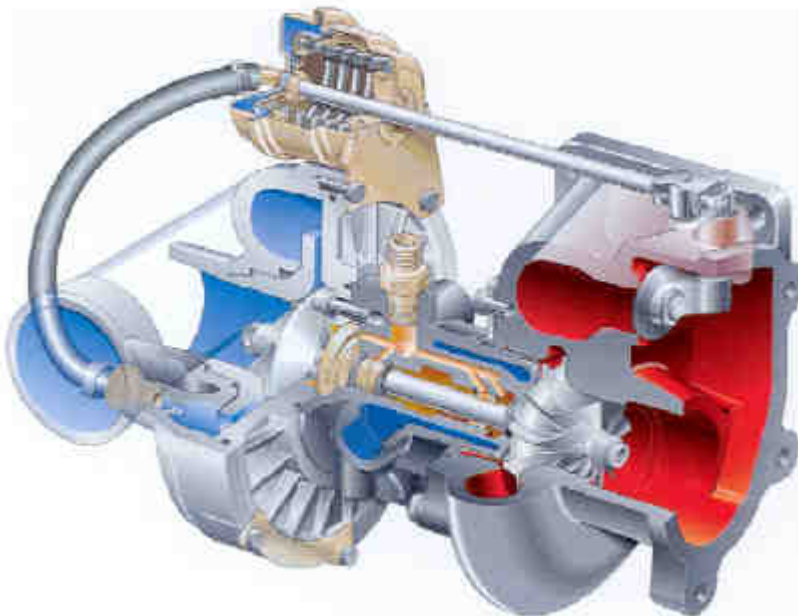
Najpoužívanější spôsoby regulácie preplňovania sú:

- Odpúšťanie výfukových plynov pred turbínou (Wastegate),
- Zmena geometrie turbíny (VNT, VTG, VGT)
 - Natáčanie riadiacej smerovej klapky,
 - Natáčanie lopatiek statoru turbíny
 - Zmena šírky statoru turbíny
- Kombinácia vyššie spomenutých

1.3.1 Odpúšťanie výfukových plynov pred turbínou

Pri tomto spôsobe regulácie kompresor turbodúchadla už pri nízkych otáčkach motora dáva maximálne stlačenie plniaceho vzduchu. Aby tento maximálny plniaci tlak pri zvyšujúcich otáčkach motora neprekročili, je potrebné časť výfukových plynov

odvádzať mimo turbínu. To je zaistené klapkou, ktorá otvára kanál medzi vstupom a výstupom turbínovej skrine. Ovládanie tejto klapky je najčastejšie zaistené pneumatickým aktuátorom, ktorý je zložený z pružiny a membrány na ktorú je privedený tlak z kompresorovej skrine. To umožňuje otváranie spojovacieho kanálu a časť výfukových plynov prúdi priamo do výfuku. Tým sa znížia otáčky turbíny. Dnes sa už používa aj elektronicky riadené otváranie klapky, ktoré využíva dáta s riadiacej jednotky motora.



Obr. 3: Turbodúchadlo so systémom odpúšťania výfukových plynov pred turbínou. [12]

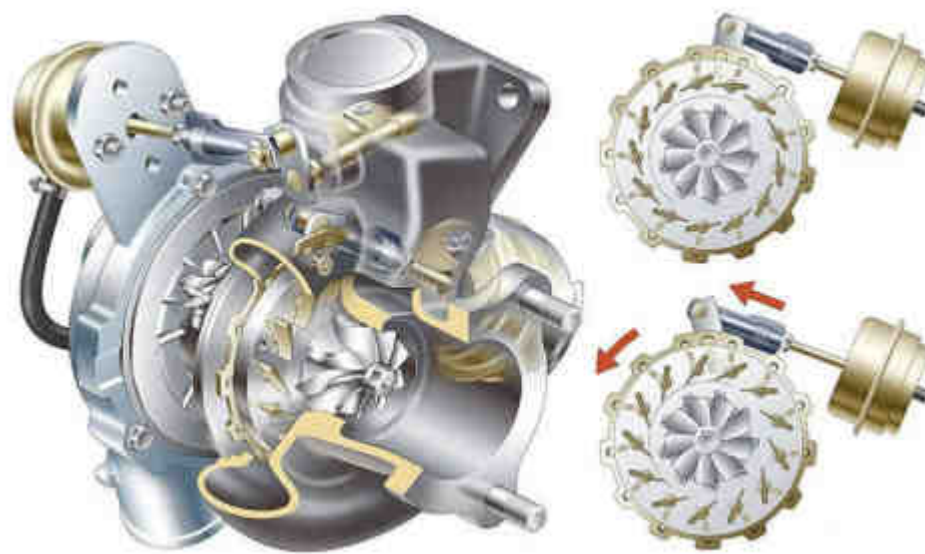
1.3.2 Natáčanie rozvádzacích lopatiek turbíny

Pri použití regulácie natáčaním rozvádzacích lopatiek turbíny prúdi cez turbínu neustála cely objem výfukových plynov. Natočením rozvádzacích lopatiek sa mení uhol a rýchlosť výfukových plynov prúdiacich na turbínu (viď obr. 4.). Pri nízkych otáčkach motora, kedy je potrebný maximálny plniaci tlak, sú rozvádzacie lopatky zatvorené. Tým sa nastaví smer rýchlosti prúdenia a je zmenšený prietokový prierez statoru. Čím menší je prietokový prierez, tým ma pretekajúci objem plynu vyššiu rýchlosť. Turbína sa roztočí vyššou rýchlosťou a kompresor tak poskytne maximálny plniaci tlak. Pri zvyšovaní otáčok motora je potrebné zabrániť ďalšiemu zvyšovaniu plniaceho tlaku. Lopatky sa začnú otvárať, čo spôsobí zmenu smeru rýchlosti prúdenia, zväčší sa prietokový prierez a rýchlosť plynov prúdiacich na turbínové koleso poklesne.

Natáčanie je podobne ako u systému s odpúšťaním výfukových plynov realizované buď pneumatickým aktuátorom alebo elektromotorom.

Celý systém natáčania je pomerne zložitý a nachádza sa v prostredí horkých výfukových plynov.

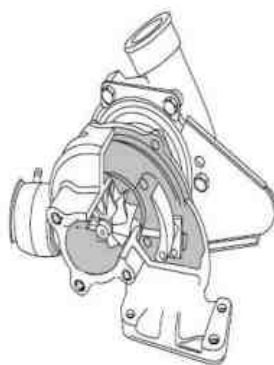
Firma Honeywell označuje reguláciu s natáčaním rozvádzacích lopatiek VNT (Variable Nozzle Turbine) a firma BorgWarner VTG (Variable Turbine Geometry).



Obr. 4: Systém regulácie preplňovania s natáčaním rozvádzacích lopatiek VNT.[12]

1.3.3 Natáčanie riadiacej smerovej klapky

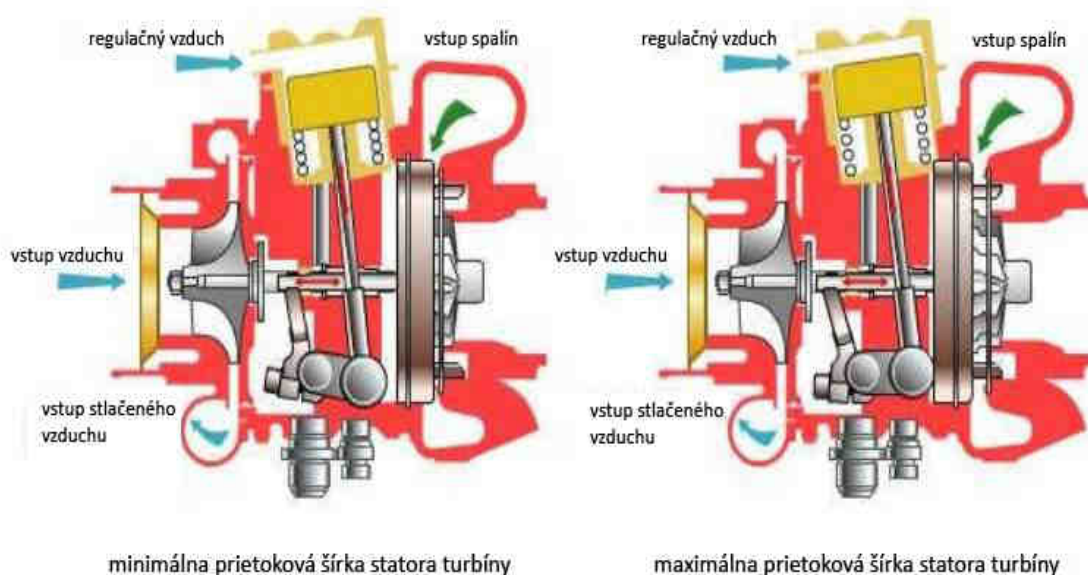
Tento systém regulácie pracuje na podobnom princípe ako regulácia pomocou natáčania lopatiek statora. Na vstupe do obežnej časti turbínovej skrine je umiestnená smerová klapka, ktorá upravuje smer a rýchlosť prúdenia výfukových plynov na turbínové koleso. Ako v prípade regulácie natáčania rozvádzacích lopatiek prúdi celý objem výfukových plynov cez turbínu, pričom sa mení len vstupný prietokový prierez turbíny.



Obr. 5: Turbodúchadlo s riadiacou smerovou klapkou. [12]

1.3.4 Změna šířky statora turbíny

U tohto typu regulácie sa rozvážacie koleso aj s lopatkami axiálne posúva v turbínovej skrini a lopatky sa zasúvajú do prstenca v druhej stene, kde sú vytvorené otvory pre lopatky. Hlavným rozdielom oproti systému regulácie s natáčaním rozvážacích lopatiek je, že pri regulácii zmenou šírky statora sa lopatky nenatáčajú. Turbínou preteká celý objem výfukových plynov a lopatky sú umiestnené tak, aby bol zaistený optimálny uhol nábehu prúdu na obehové koleso. Ovládanie mechanizmu je buď pneumatické, kedy je využívaný tlak z brzdového systému vozidla, alebo pomocou elektromotora pripojeného na riadiacu jednotku motora. Indikácia plniaceho vzduchu je riešená cez snímač otáčok turbodúchadla.



Obr. 6: Zmena šírky statora turbíny (VGT). [15]

2 Popis problémovej situácie

Vozidlové spaľovacie motory pracujú v rôznych režimoch, preto pre dosiahnutie ideálneho plniaceho tlaku pri všetkých pracovných režimoch je nutné zaviesť reguláciu preplňovania. Tím je dosiahnuté zvýšenie výkonu, zníženie spotreby paliva a predovšetkým väčšia variabilita motoru.

Pri prevádzkových podmienkach je riešený pneumatický aktuátor, ako hlavný regulačný mechanizmus, vystavený kmitaniu, ktoré môže mať nežiaduci vplyv na reguláciu preplňovania. Nadmerné kmitanie pneumatického aktuátora, a hlavne tých častí, ktoré sa na regulácii podieľajú aktívne, môže rezultovať v chybnú reguláciu, čo môže mať za následok zlú distribúciu plniacich tlakov do valcov motora, ako aj nerovnomerné a nepravidelné zaistenie objemu spalín na turbíne turbodúchadla. Tieto skutočnosti môžu vyústiť do havarijného stavu vyššie spomínaných súčastí.

Riešený pneumatický aktuátor je umiestnený vertikálne v smere totožnom s uložením valcov motora. Pri explózií zmesi paliva a privedeného vzduchu dochádza k zdvihu valcov, čo spôsobuje vybudenie vibrácií na turbodúchadle.



Obr. 7: Skúmaný pneumatický aktuátor .

Práve z tohto dôvodu je veľmi potrebná identifikácia vlastných tvarov a vlastných frekvencií pneumatického aktuátora, rovnako ako aj posúdenie vplyvu jednotlivých faktorov vplývajúcich na vlastné tvary a frekvencie.

Zároveň má táto práca za úlohu pripraviť funkčný výpočtový model pneumatického aktuátora pre firmu Honeywell, ktorý bude následne implementovaný do výpočtu dynamických vlastností celého turbodúchadla rady VNT. Za funkčný model bude považovaný model, ktorý bude obsahovať korektné vstupné dáta, geometriu a jeho počítaná dynamická odozva bude zhodná s dynamickou odozvou získanou experimentálnym modelovaním.

Taktiež je jedným z cieľov práce popísať vplyv podtlaku na vlastné frekvencie a amplitúdy zrýchlení pre konštrukcie ďalších typových rád riešeného pneumatického aktuátora.

2.1 Vytvorenie modelu problému

2.1.1 Analýza problému

Pri určovaní typu problému vychádzam zo skutočností uvedených pri riešení problému:

- okolie aktuátora je známe,
- geometria a topológia je známa,
- väzby s okolím sú známe,
- zaťaženie podtlakom vychádza zo skutočnosti,
- zaťaženie prídavnými hmotnosťami slúži len pre potreby experimentu,
- budenie aktuátora je idealizované,
- materiálové charakteristiky sú známe z materiálových listov,
- veličiny popisujúce vplyv objektu sú známe.

Pretože všetky vstupy sú známe, teda riešim príčiny a následky a prejavy objektu, označujem problém za priamy.

2.1.2 Analýza problému

K analýze je použitý pneumatický aktuátor, ktorý je uchytený pomocou skrutkového spoja v jeho spodnej časti prichytený k držiaku a následne k samotnej konštrukcii turbodúchadla.

Pri prevádzke turbodúchadla rady VNT je nutné použiť pri regulácii prietoku natáčaním rozvádzacích lopatiek regulačný člen. Práve na regulačný člen sú kladené vysoké nároky z hľadiska presnosti regulácie prietoku.

Ako už bolo spomenuté v úvode práce, pneumatický aktuátor je uložený vertikálne, teda v smere pohybu valcov motora. Je teda viac než pravdepodobné, že pri činnosti motora dochádza k vibráciám spôsobeným explóziou paliva a vzduchu vo valci. Preto je potrebné vyšetriť dynamickú odozvu aktuátoru na budenie, ktoré pôsobí vo vertikálnom smere. S týmto cieľom bolo potrebné pristúpiť k experimentálnemu a výpočtovému modelovaniu, ktoré si kladie tieto ciele:

Ciele experimentálneho modelovania:

- získať vstupné údaje pre vytvorenie výpočtového modelu,
- zistiť vplyv podtlaku na vlastné frekvencie a amplitúdy zrýchlení,
- zistiť vplyv zaťaženia na amplitúdu zrýchlení.

Ciele výpočtového modelovania:

- nájsť vhodný materiálový konštitutívny model silikonovú gumu (materiál membrány)
- použiť vstupné údaje získané z experimentálneho modelovania a overiť ich správnosť na základe verifikácie nameraných vlastných frekvencií a amplitúd zrýchlení

Hlavný cieľ:

- vytvorenie korektného výpočtového modelu, ktorý bude slúžiť pre ďalšie analýzy a výpočtové simulácie vo firme Honeywell.

2.1.3 Postup riešenia problému

Pre riešenie tohoto problému bol navrhnutý nasledujúci postup:

1. vytvorenie modelového problému
2. jeho aplikácia pre experimentálne modelovanie
3. získanie vstupných dát pre výpočtové modelovanie,
4. vytvorenie výpočtového modelu s týmito krokmi:
 - *štruktúrálna analýza* – výpočet predpätia od podtlaku, stlačenia pružiny a ťahovacieho momentu skrutiek (resp. matíc),

-
- *modálna analýza* – riešená s vplyvom predpätia a jej cieľom je získať vlastné tvary a vlastné frekvencie pneumatického aktuátora.
 - *harmonická analýza* – výpočet amplitúd posuvu a zrýchlení a ich porovnanie, ako aj frekvenčné odozvové funkcie
5. verifikácia výsledkov získaných z výpočtového a experimentálneho modelovania.
 6. posúdenie korektnosti výpočtového modelu.

3 Experimentálne modelovanie.

Experiment je sústava cieľavedomých a cieľavedome riadených činností s určitou postupnosťou, ktorú realizuje tím s cieľom získať objektívne pravdivé údaje o reálnom objekte, ako podklad pre riešenie problému, na základe priameho alebo sprostredkovaného pozorovania a merania objektu.[11]

Navrhnuť experiment znamená riešiť rad čiastkových problémov súvisiacich s plánovaním experimentu a meraní, s realizáciou meraní, registráciou nameraných veličín, s ich spracovaním a posúdením.[3]

Experiment je možné rozdeliť na štyri základné etapy:

- I. Návrh experimentu,
- II. Realizácia experimentu,
- III. Spracovanie výsledkov merania,
- IV. Zhodnotenie a posúdenie experimentu.

3.1 Experimentálna modálna analýza

Experimentálna modálna analýza sa zaoberá procesom experimentálneho určovania modálnych parametrov (vlastných frekvencií, vlastných tvarov kmitov, tlmenia) lineárnych, časovo invariantných sústav. 0

V súčasnosti reprezentuje experimentálna modálna analýza interdisciplinárnu oblasť, ktorá spája spracovanie signálov a interakciu výpočtovej techniky a elektrotechniky, teóriu mechaniky, kmitania, akustiky a kontroly so strojárstvom, ako aj postupy odhadu parametrov z aplikovanej matematiky.

Pri experimentálnej vibračnej analýze štruktúr sa postupuje:

1. predpríprava merania,
2. nameranie vhodnej množiny frekvenčných odozvoových funkcií,
3. analýza nameraných dát. [7]

Analýza nameraných dát je proces, kedy sú namerané frekvenčné odozvoové funkcie analyzované tak, aby bol nájdený numerický model, ktorý najviac zodpovedá dynamickému správaniu sa skutočnej testovanej štruktúry. Tejto časti modálnej skúšky sa hovorí experimentálna modálna analýza.[2]

Pri skúmaní dynamických účinkov budenej sústavy metódou experimentálnej modálnej analýzy, je nutné predpokladať linearitu vyšetrovaného systému, čo znamená, že odozva systému je priamo úmerná odpovedajúcemu budeniu.

Linearita systému udáva tri základné predpoklady:

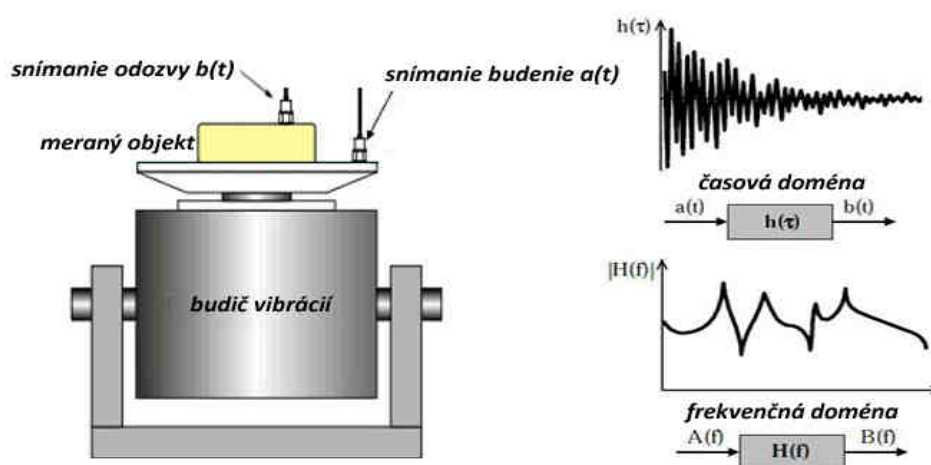
- **superpozícia** – určuje nezávislosť poradia pri skladaní budiacich účinkov,
- **homogenita** – určuje nezávislosť na veľkosti použitých amplitúd budiaceho signálu,
- **reciprocita** – predpokladá existenciu symetrie, čoho dôsledkom je zameniteľnosť miesta budenia s miesto snímania odozvy pri získaní zhodnej prenosovej funkcie.

Pre mechanické sústavy v technickej praxi je ešte potrebné prijať predpoklady:

- **kauzality** – mechanické sústavy nekmitajú dokiaľ, k tomu nie sú vybudené,
- **stability** – kmity mechanických sústav doznejú až po ukončení budenia,
- **časovej invariance** – dynamické parametre sústavy sú v čase nemenné.

3.1.1 Deskriptory systému

Jednou zo základných úloh pri analýze kmitania je určiť frekvenčnú prenosovú funkciu mechanickej sústavy. Frekvenčná prenosová funkcia dáva do súvisu odozvu sústavy s daným budením a je základným vzťahom pre opis lineárnych sústav. Najjednoduchší frekvenčný prenos vyžaduje použitie dvojkanálového frekvenčného analyzátora s jedným kanálom na meranie vstupu alebo budenia a s druhým kanálom na meranie výstupu alebo odozvy. Vstup a výstup lineárnych sústav spolu navzájom súvisí ako je to naznačené na (Obr.), kde $A(t), a(t)$ je vstupný časový priebeh, $B(t), b(t)$ výstupný časový priebeh, frekvenčná prenosová funkcia $H(f)$ a $h(\tau)$ je charakteristická funkcia impulzovej odozvy. [2]



Obr. 8: Vstupno-výstupný model lineárnej sústavy.

3.1.2 Frekvenčná odozvoová funkcia (FRF)

Ako bolo spomenuté v úvode, experimentálna modálna analýza je založená na určení frekvenčnej odozvovej funkcie (*Frequency Response Function – FRF*). Hlavným dôvodom, prečo sa FRF používa, je jednoduchosť, s akou je pomocou nej možné popísať odozvu reálneho systému. Jej podstatou je meranie časového priebehu dynamického budenia sústavy $a(t)$ a zároveň tomu odpovedajúceho časového priebehu odozvy testovanej sústavy $b(t)$ vo frekvenčnej oblasti. Prenosová funkcia je definovaná vzťahom:[9]

$$H(\omega) = \frac{\text{výstup}}{\text{vstup}} = \frac{\text{pohyb}}{\text{sila}} = \frac{\text{odozva}}{\text{budenie}}. \quad (1)$$

Rozoznávame tri základné typy prenosových funkcií podľa toho, či sa jedná o odozvoový parameter výchylky, rýchlosti alebo zrýchlenia (tab.1.).

Tab. 1: Prenosové funkcie .

Podhajnosť	Pohyblosť	Akcelancia
$\alpha(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)}, \left[\frac{m}{N} \right]$	$Y(\omega) = \frac{\dot{X}(\omega)}{F(\omega)}, \left[\frac{ms^{-1}}{N} \right]$	$Y(\omega) = \frac{\ddot{X}(\omega)}{F(\omega)}, \left[\frac{ms^{-2}}{N} \right]$

Na zápis frekvenčnej odozvovej funkcie sa využíva maticový zápis, pričom $a_{jk}(\omega)$ je prvok matice, ktorý predstavuje harmonickú odozvu v mieste x_j spôsobenom osamelou harmonickou silou pôsobiace v inom mieste f_k . Presná definícia jedného prvku matice frekvenčných odozvoových funkcií napr. pre maticu podhajnosti $[a(\omega)]$ je:

$$a_{jk}(\omega) = \frac{x_j}{F_k} = \sum_{r=1}^N \frac{\Phi_j^r \cdot \Phi_k^r}{\lambda_r^2 - \omega^2}, \quad (2)$$

kde λ_r – vlastné číslo r-tého módu (vlastná frekvencia spolu s modálnym tlmením),

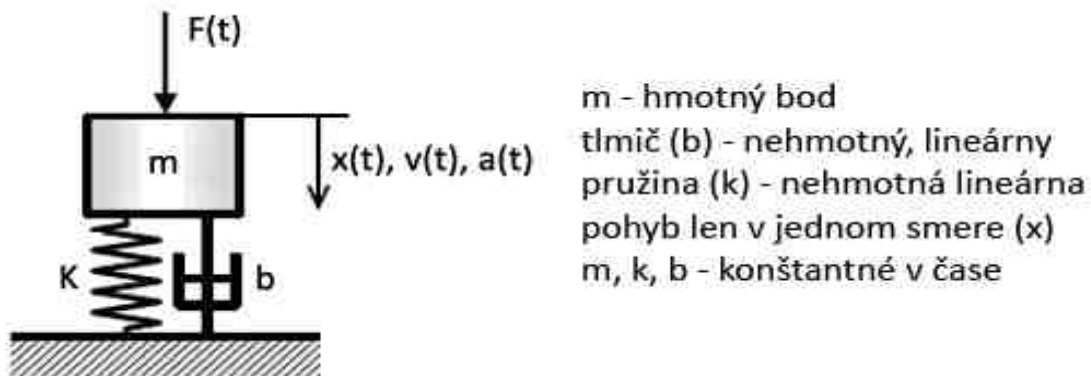
Φ_j^r – j-tý prvok r-tého vektora vlastných tvarov,

N – počet módov.

Pri experimentálnom určení vlastných tvarov je obvyčajne počet zistených módov N menší ako počet stupňov voľnosti, čo je zapríčinené obmedzením frekvenčného rozsahu merania.

Rovnica (2) je základom modálnych skúšok, pretože poukazuje na priame spojenie medzi modálnymi vlastnosťami systému a jeho odozvoovými charakteristikami.

Ideálny fyzikálny systém (obr.9.), môže byť popísaný systémom diferenciálnych rovníc 2. rádu, čo vedie k použitiu Laplaceovej transformácie a prevedeniu na algebrické rovnice.



Obr. 9: Ideálny fyzikálny systém s 1 stupňom voľnosti.

Riešenie týchto rovníc môže byť popísané vo forme prenosových funkcií $H_{ij}(s)$, ktoré vyjadrujú pomer odozvy v mieste i na vstup v mieste j . Ak bude dosadené do prenosovej funkcie $H_{ij}(s)$ $i\omega$ namiesto s , dostaneme frekvenčnú odozovú funkciu $H_{ij}(i\omega)$. Rovnako ako prenosová funkcia, aj frekvenčná odozová funkcia sa dá považovať za súčet zložiek, z ktorých každá odpovedá odozve systému s jedným stupňom voľnosti. Globálne vlastnosti δ_k a Ω_k môžu byť získané v zásade z ľubovoľnej z nameraných H_{ij} , zatiaľ čo rezíduum R_{ijk} definuje vlastný tvar Φ_k a sú špecifické pre každú H_{ij} . [10]

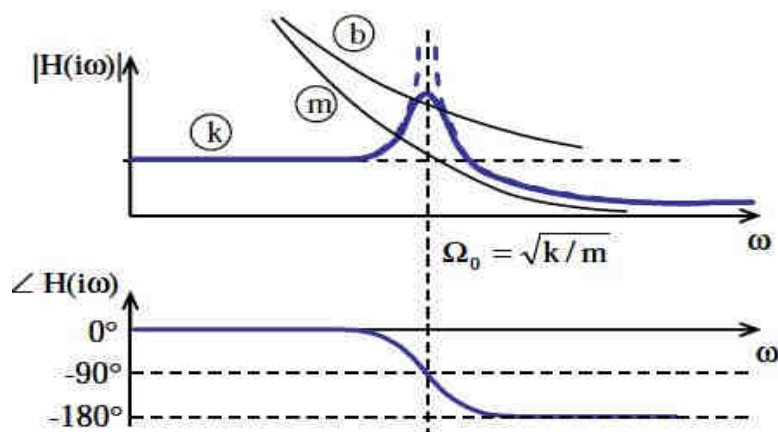
Systém s jedným stupňom voľnosti (alebo mód systému s viac stupňami voľnosti) sa dá jednoznačne popísať tromi parametrami:

- netlmenou vlastnou frekvenciou $\Omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$, (3)

- pomerným útlmom $\zeta = \frac{b}{2\sqrt{km}} = \frac{\delta}{\Omega_0}$, (4)

- rezíduom $R = \frac{1}{2im\omega}$. (5)

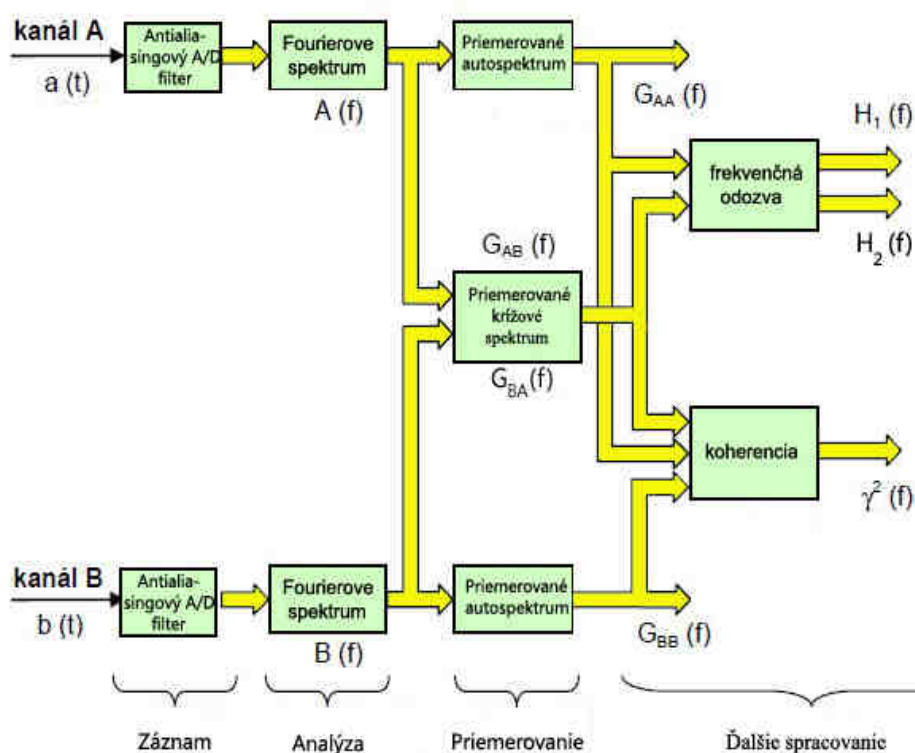
Frekvenčná odozová funkcia pre systém s jedným stupňom voľnosti (obr. 9.) je zobrazená na obr.9.



Obr. 10: Frekvenčná odozvoová funkcia pre systém s jedným stupňom voľnosti.

3.1.3 Dvojkanálová analýza

Aby bolo možné realizovať frekvenčnú analýzu meraného signálu a vypočítať požadované veličiny, je dvojkanálový analyzátor obyčajne usporiadaný podľa Obr. 7.



Obr. 11: Blokový diagram pre dvojkanálový frekvenčný analyzátor na vytvorenie frekvenčného prenosu $H(f)$. [10]

Každý z dvoch vstupných kanálov obsahuje prispôsobený antialiasingový filter a synchronizovaný A/D prevodník, ktoré sa používajú na snímanie časového záznamu.

Tieto časové záznamy sú násobené v príslušných oknových funkciách a odpovedajúci výpočet rýchlou Fourierovou transformáciou je realizovaný pre Fourierovho spektra pre každý kanál. Toto okamžité frekvenčné spektrum je využité na tvorenie priemerových autospektier a krížových spektier. Z autospektier a krížových spektier sú potom vytvárané funkcie frekvenčnej odozvy a koherenčnej funkcie. Na Obr. 7. sú znázornené jednotlivé fázy snímania záznamu, analýzy, priemerovania a ďalšieho spracovania.

3.1.4 Digitalizácia signálu pomocou Fourierovej transformácie

Pri spracovaní signálov je treba uviesť si nasledujúce fakty [3]:

- Časy merania nie sú nekonečne dlhé, takže reálny časový úsek nemôže poskytnúť úplne informácie o meranom procese .
- Digitalizáciou meraného analógového signálu sú získavané diskkrétne údaje časovej funkcie $x(t)$, čím sa strácajú údaje uložené v pôvodne nekonečnom počte údajov.
- Pre zavedenie Fourierovej transformácie v digitálnej forme vyžaduje vytvorenie odpovedajúcich algoritmov pre spracovanie diskkrétnych údajov.

Pre digitálnu experimentálnu analýzu dynamických signálov sa Fourierova transformácia stala najvýznamnejším prostriedkom. Princíp spočíva v nahradení ľubovoľnej funkcie $x(t)$ súčtom harmonických funkcií. Vo svojej najjednoduchšej forme hovorí o tom, že funkcia $x(t)$, periodická v čase T , môže byť vyjadrená ako nekonečná postupnosť v tvare:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cos\left(\frac{2\pi n t}{T}\right) + b_n \sin\left(\frac{2\pi n t}{T}\right) \right). \quad (6)$$

Kde a_n a b_n sú spektrálne (Fourierove) koeficienty funkcie $x(t)$

$$F(k) = \sum_{i=0}^{n-1} x(i) e^{\frac{-j2\pi k i}{n}}, \text{ kde } k = 0, 1, \dots, (n-1). \quad (7)$$

Nevýhodou analýzy signálu pomocou diskkrétnej Fourierovej transformácie je jej značná časová náročnosť, ktorá stúpa kvadraticky s dĺžkou vstupnej postupnosti. Z tohto dôvodu bolo vypracovaných niekoľko rýchlych algoritmov, ktoré výrazne znižujú dobu výpočtu. Tieto algoritmy sú súhrne nazývané rýchle Fourierové

transformácie (*Fast Fourier Transform – FFT*) Jednou z najefektívnejších metód používaných pre urýchlenie výpočtov diskkrétnej Fourierovej transformácie, ktorá je bežne využívaná v FFT analyzátoroch, je tzv. algoritmus decimovania v čase $N = 2^m$, kde m prirodzené číslo.[3]

3.2 Návrh experimentu

Pneumatický aktuátor je v prevádzkových podmienkach budený vibráciami od motora automobilu a pretože je umiestnený vertikálne, teda v smere totožnom s budiacimi účinkami, je potrebné vyriešiť jeho dynamickú odozvu a chovanie.

Pre hlavný regulačný mechanizmus, ktorý svojim vertikálnym pohybom natáča rozvádzačie lopatky turbodúchadla, je výskyt vlastných frekvencií nežiaduci z hľadiska veľmi pravdepodobného vzniku rezonančného stavu, a tým aj značného znemožnenia regulácie.

Z tohto dôvodu bolo pristúpené k experimentálnemu modelovaniu. Reálny pneumatický aktuátor v prevádzkovom režime je zaťažovaný vnútorným podtlakom, vibráciami od motora, teplotou okolia skúmaného objektu, silovým zaťažením pri translácií polohovacej tyče vo vertikálnom smere od natáčacieho mechanizmu lopatiek.

Tento experiment bol vytvorený za účelom:

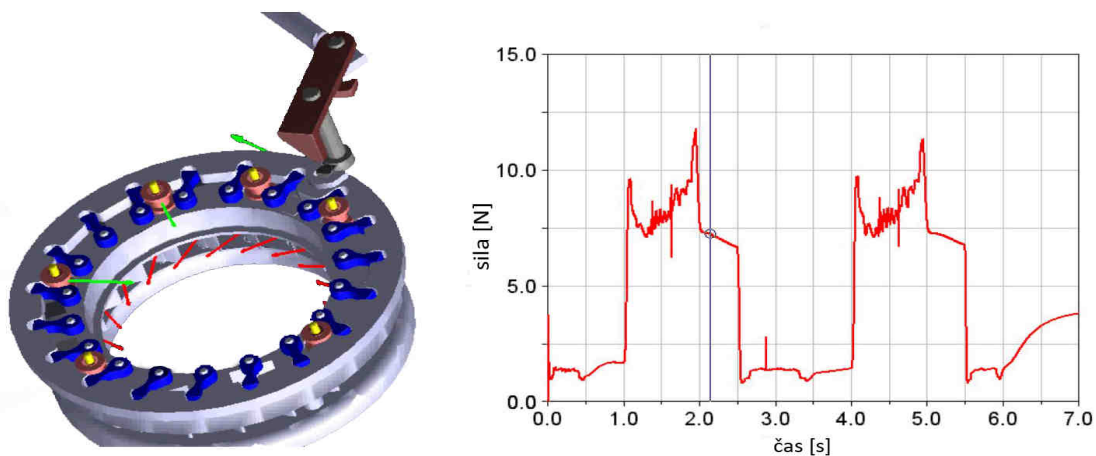
- Získať vstupné údaje pre numerickú analýzu – statická tuhosť, pomerný útlm, ako vstupné údaje pre výpočtové modelovanie vo výpočtovom softvéri ANSYS Workbench
- získať predstavu o tom, ako privádzaný podtlak ovplyvňuje tlmenie,
- zistiť vplyv podtlaku na amplitúdu zrýchlenia.
- vyšetriť, či je amplitúda zrýchlenia je závislá na zaťažení.

3.2.1 Voľba, tvorba a spôsob uloženia experimentálneho objektu

Pri tvorbe objektu bol použitý pneumatický aktuátor, ktorý bol špeciálne upravený pre potreby experimentu a to odrezaním spodnej časti. Zároveň bol vytvorený závit pre uchytie závažia. Z experimentu boli tiež vylúčené tepelný štít a gumové tesnenie.

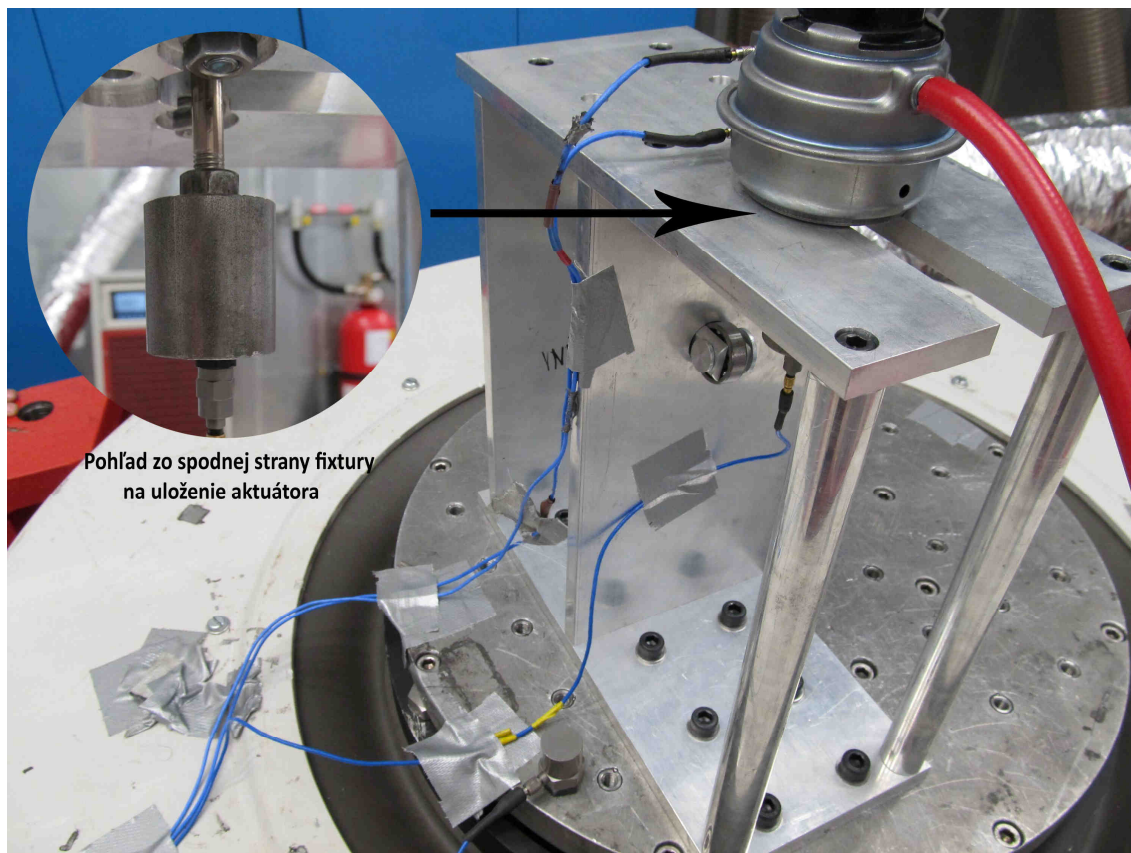
Závažia boli do experimentu impletované pre simulovanie silového zaťaženie, ktoré musí pneumatický aktuátor pri svojej činnosti prekonávať. Priebeh sily, ktorá

pôsobí proti pohybu aktuátora, bol predmetom internej analýzy spoločnosti Honeywell, pri riešení kinematických pomerov regulácie turbodúchadla (viď. Obr. 12.).



Obr. 12 : Časový priebeh sily pôsobiacej proti pohybu polohovacej tyče pre regulačný cyklus.

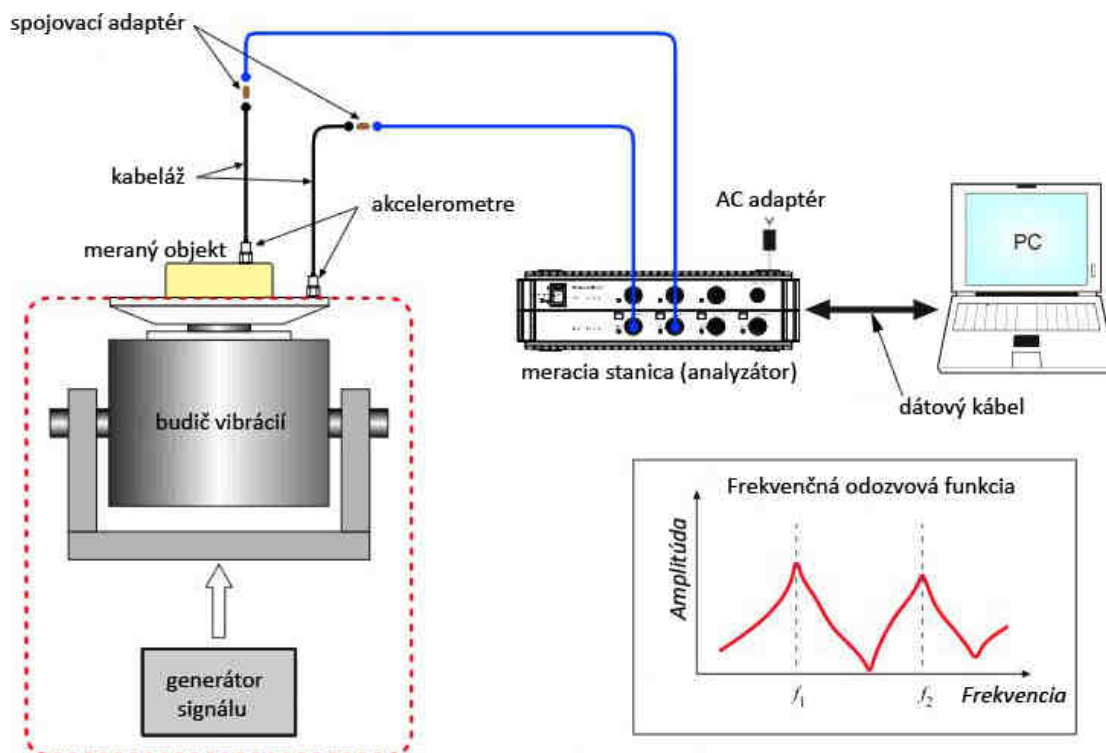
Pneumatický aktuátor bol za pomoci skrutkových spojov použitím momentového kľúča, pevne spojený s fixtúrou pripevnenou o vibračný stôl. Pri voľbe tohto uloženia bolo potrebné uvážiť vplyv zvoleného uloženia meraného objektu na výsledky merania. Aj preto bolo potrebné na vrchnú plochu fixtúry aplikovať snímač zrýchlenia, ktorý snímал odozvu fixtúry v troch navzájom kolmých smeroch.



Obr. 13: Uloženie pneumatického aktuátora .

3.2.2 Merací reťazec a podmienky merania

Prístroje použité na meranie boli zapojené podľa meracej schémy na Obr. 14



Obr. 14 : Schéma meriaceho reťazca.

Pozostávala s nasledúceho prístrojového a programového vybavenia:

- Vibrátor - LING DYNAMIC SYSTEMS V8 - 440 HBT750,
- Akcelerometre – PCB Piezotronics typy 356A32, 325C32, 325C33
- Zosilovač signálu – Bruel & Kjaer LDS SPA-K
- Analyzátor – LMS SCADAS MOBILE SCR 05,
- Kompresor – ABAC – A39 – 270HP3
- PC
- Merací software – Puma Computer Aided Suite

Parametre merania:

1. tri zaťaženia (104g, 202g, 422g),
2. tri pozície aktuátora (11,1 kPa, 36,6kPa, 67,2kPa),
3. dve budiace zrýchlenia (0,5G, 2G),
4. frequency sweep 10-100Hz.

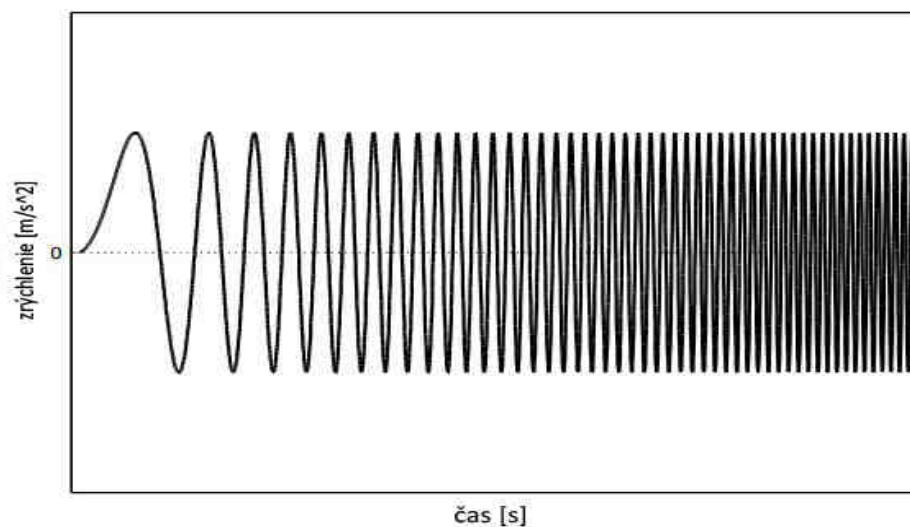
3.2.3 Budenie meraného objektu.

Pre vytvorenie budiaceho signálu bolo využité harmonické budenie elektrodynamickým vibrátorom vo vertikálnom smere od firmy LING DYNAMIC SYSTEMS Ltd typovej rady V8 s označením 440 HBT750.



Obr. 15 : Vibrátor LDS – V8-440-HBT750

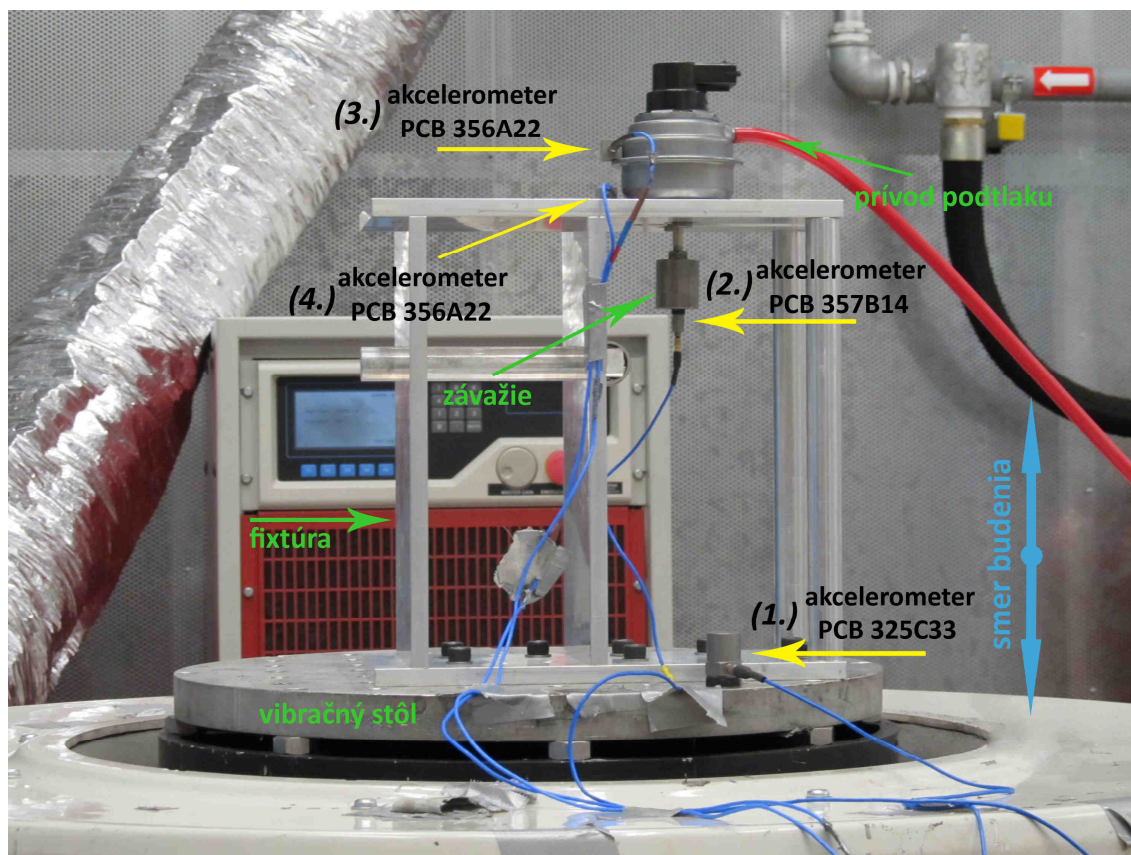
Budič vibrácií postupne prechádzal zvolený frekvenčný rozsah pri konštantnej amplitúde zrýchlenia so sínusovým priebehom (viď. Obr.). Táto metóda budenia je vo firme Honeywell často využívaná a nazýva sa Frequency Sweep Excitation Test (test postupným prechádzaním frekvencií vo zvolenom rozsahu).



Obr. 16: Príklad postupného narastania budiacej frekvencie zrýchlenia v čase.

3.2.4 Snímanie vstupného a výstupného signálu.

Na snímanie vstupného a výstupného signálu boli použité štyri snímače zrýchlenia od firmy PCB Piezotronics, ktoré boli umiestnené podľa Obr. 17.



Obr. 17 : Príklad postupného narastania budiacej frekvencie zrýchlenia v čase.

Popis a funkcia jednotlivých snímačov zrýchlenia (číslovanie zhodné z obrázku):

1. Akceleračný snímač PCB 325C32:

- monoaxiálny snímač (snímanie zrýchlenia len v jednom smere),
- umiestnený na vibračnom stole,
- snímanie budiaceho signálu,
- aplikácia snímača pomocou magnetu.

2. Akceleračný snímač PCB 325C33:

- monoaxiálny snímač (snímanie zrýchlenia len v jednom smere - vertikálne),
- umiestnený na konci závažia,
- prichytenie pomocou magnetu,
- snímanie odozvy meraného systému.

3. Akcelerometer PCB 356A32:

- triaxiálny snímač (snímanie zrýchlenia v troch na seba kolmých smeroch),
- umiestnený na kryte aktuátora – snímanie odozvy vo všetkých smeroch ,
- prichytenie pomocou včelieho vosku,
- snímanie odozvy meraného systému.

4. Akcelerometer PCB 356A32:

- triaxiálny snímač (snímanie zrýchlenia v troch na seba kolmých smeroch),
- umiestnený na vrchnej ploche fixtúry – snímanie odozvy vo všetkých smeroch ,
- prichytenie pomocou včelieho vosku,
- snímanie odozvy fixtúry.



PCB 325C32

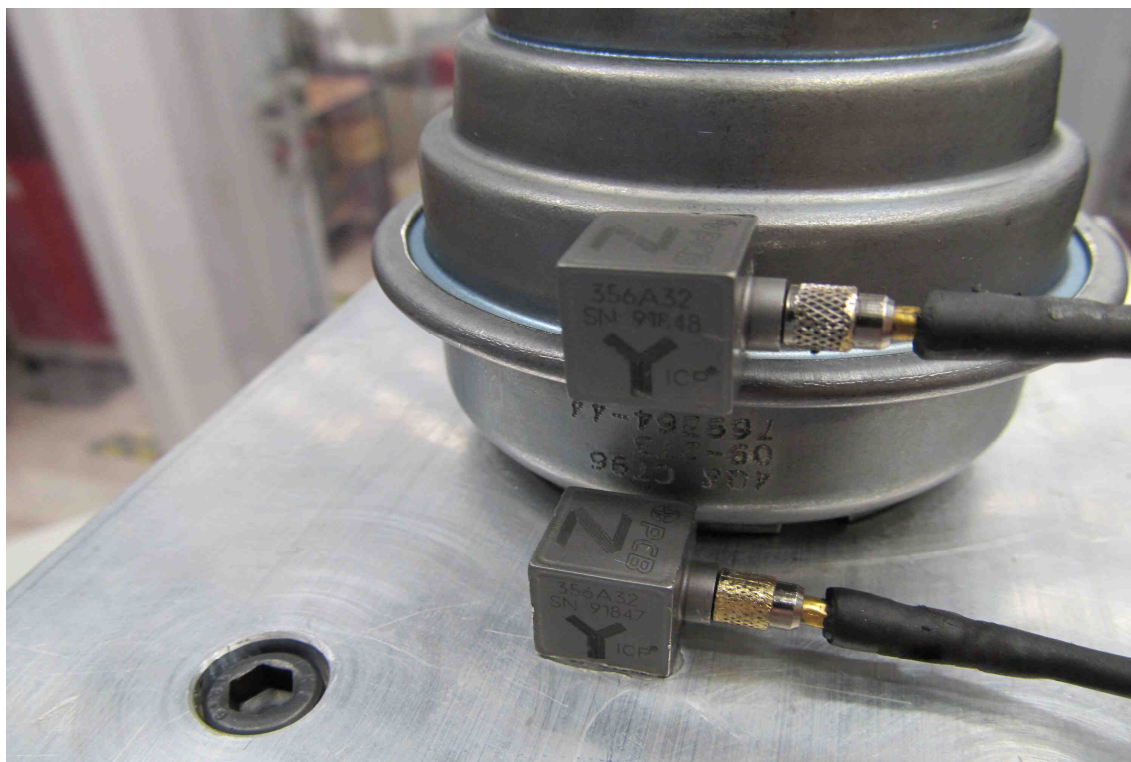


PCB 325C33



PCB 356A32

Obr. 18 : Príklad postupného narastania budiacej frekvencie zrýchlenia v čase.



Obr. 19 : Detail aplikácie snímačov použitím včelieho vosku.

3.3 Analýza a spracovanie výsledkou merania.

Pre korektné vyhodnotenie experimentu je potrebné namerané dáta spracovať, podľa jednotlivých čiastkových úloh, ktoré boli vytýčené na začiatku riešenie kapitoly a v nasledujúcom texte bude spôsob ich merania a výsledky postupne prezentované.

3.3.1 Experimentálne modelovanie statickej tuhosti meraného objektu

Toto meranie bolo vykonané ako prvé, s cieľom získať statickú tuhosť pneumatického aktuátora, ktorá bola potrebná pre výpočet teoretickej vlastnej frekvencie (pomocná hodnota). Zároveň je statická tuhosť jednou zo vstupných veličín, ktoré sú potrebné pre korektné vytvorenie numerického modelu.

Pri meraní statickej tuhosti, bol do pneumatického aktuátora privedený podtlak, pričom bola meraná vzdialenosť zasunutia polohohovacej tyče od referenčnej roviny (Obr. 20) pomocou posuvného meradla.



Obr. 20 : Detail aplikácie snímačov použitím včelieho vosku.

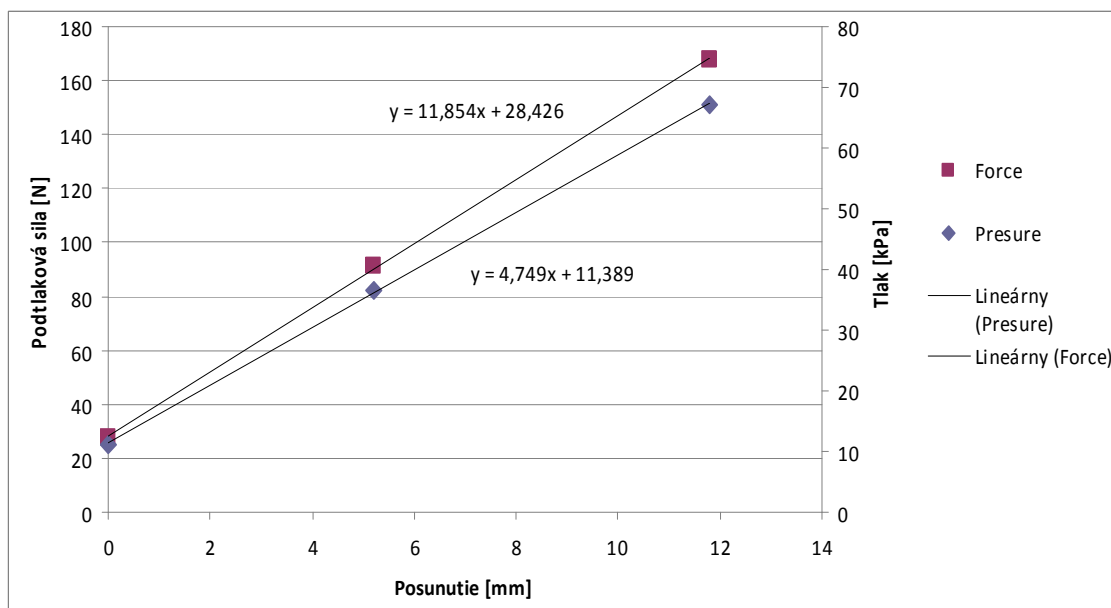
Tab. 2: Výsledky merania statickej tuhosti

Pozícia [%]	Podtlak [kPa]	Plocha membrány [mm ²]	Sila [F]	Referenčná vzdialenosť [mm]
85	67,2	2496	167,7312	11,8
58	36,6	2496	91,3536	5,2
30	11,1	2496	27,7056	0

Na základe nameraných dát bola v programe EXCEL vytvorená funkčná závislosť medzi tlakom a posunutím v podobe trendovej čiary. Na základe rovnice trendovej čiary bol výpočet statickej tuhosti nasledovný:

$$F = 11,854 \cdot k + 28,426 \Rightarrow k = 11,75 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (8)$$

Toto meranie bolo vykonané preto, lebo z popisu zariadenia nebolo možné túto hodnotu odčítať a zároveň preto, lebo pre vytvorenie numerického modelu je najlepšie pracovať so vstupnými dátami získanými z experimentu.



Obr. 21 : Graf trendovej funkcie závislosti zaťaženia na posunutí .

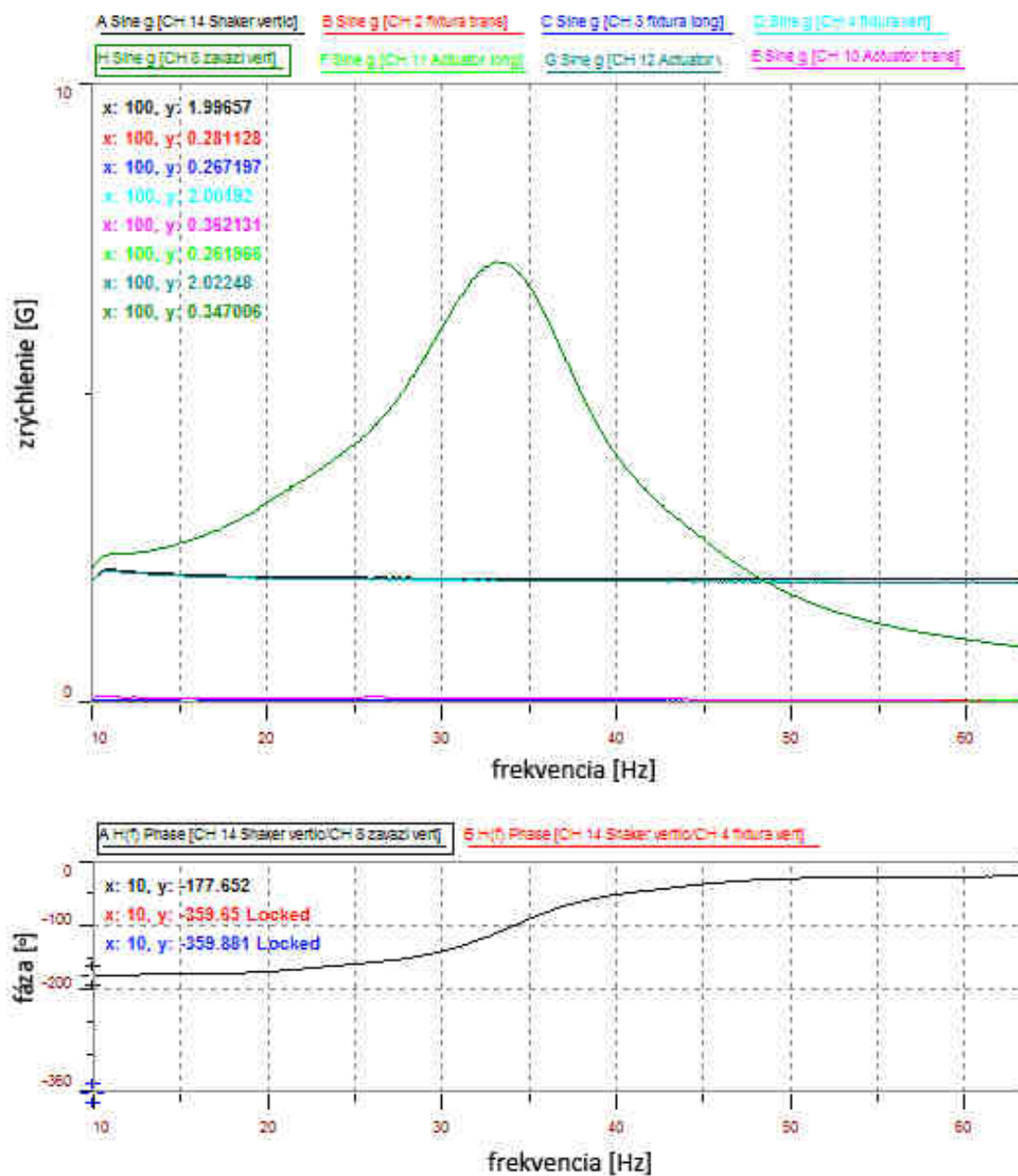
3.3.2 Analýza výsledkov merania

Z analyzátoru PULSE boli pomocou dátového káblu prenesené do PC. Pomocou meracieho programového systému Puma Computer Aided Suite boli namerané dáta uložené a priamo v programe boli vytvorené frekvenčné odozvové funkcie pre jednotlivé merania.

Dôležité parametre, ktoré bolo potrebné nastaviť v programe Puma:

- frekvenčný rozsah merania – 10-100Hz,
- vzorkovaciu frekvenciu – 900Hz/s,
- počet sweepov – 1,
- typ filtra – proporcionálny (80%),
- sweep mód – lineárny,
- sweep rate – 1Hz/s,
- nastavenie smeru pôsobenia sweepu - vertikálne,
- nastavenie budiaceho zrýchlenia – 0,5G, 2G.

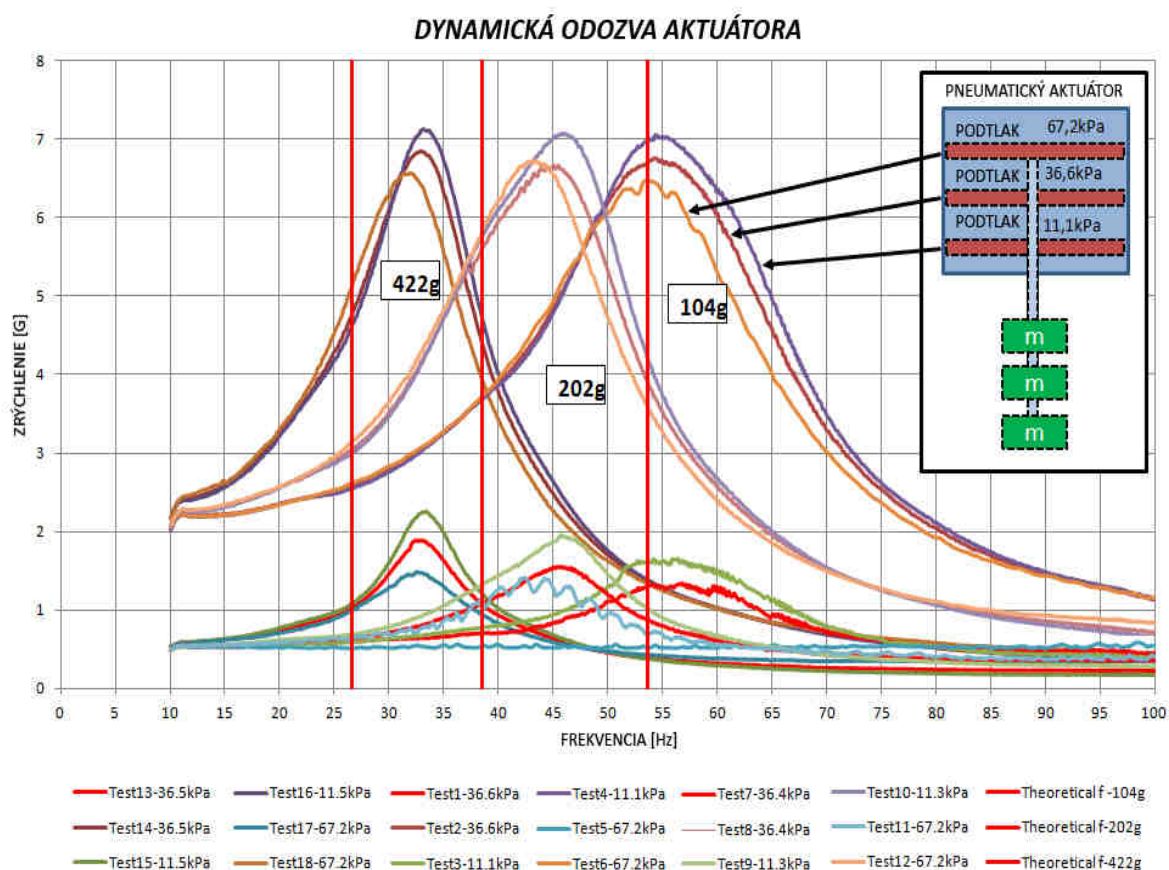
Z programu Puma boli dáta extrahované na hardisk a v programovom prostredí Matlab spracované do podoby frekvenčných odozvočných funkcií spolu s frekvenčným priebehom zmeny fáze. Na obrázku pod textom je možné vidieť priebeh zrýchlenia a fáze v závislosti na zmene frekvencia pre test so vstupnými hodnotami podtlaku $P=11,1\text{kPa}$, zrýchlení $2G$ s použitým závažím $0,422g$. Ako je z obrázku patrne vo zvolenom frekvenčnom intervale bola identifikovaná vlastná frekvencia $\approx 33,3\text{Hz}$. Pre pomerne veľké množstvo údajov je na obrázku zobrazená len časť frekvenčného pásma, aby bol obrázok čitateľný a prehľadný. Kompletný prehľad frekvenčných a fázových spektier je pripojený v prílohách.



Obr. 22 : Frekvenčné a fázové spektrum pre test 15.

Zároveň je z Obr. 22 viditeľné, že v tomto frekvenčnom pásme je dominantné kmitanie závažia na polohovacej tyči vo vertikálnom smere, pričom ostatné komponenty, či už fixtúra alebo plechový kryt, kmitajú so zrýchlením 2G, čo sa rovná budiacemu zrýchleniu vibrátora. Z tohto dôvodu je možné prehlásiť, že zvolená fixtúra ako aj celkový spôsob uloženia, nemá veľký vplyv na meranie vibrácií závažia a korektnosť získaných výsledkov.

Je tiež dôležité spomenúť, že pri budení štruktúry nedošlo k vibráciám v transversálnom a longitudálnom smere, čoho dôvodom môže byť použitie momentového kľúča pri montáži. K vybudeniu fixtúry došlo až pri frekvenciách od 70Hz, kde boli zaznamenané vibrácie, ale meranie na získané vlastné frekvencie to vplyv nemá, pretože ich vlastné frekvencie ležia v nižšom frekvenčnom pásme.



Obr. 23 : Dynamická odozva pneumatického aktuátora .

Vykonať tento experiment bolo časovo náročné o čom svedčí aj počet testov, preto pre urýchlenie nebolo do merania implementované priemerovanie signálu, čo malo negatívny dopad najmä na tvar niektorých frekvenčných odozвовých funkcií. Preto bolo potrebné niektoré priebehy pri počítaní pomerného útlmu neuvažovať.

Tab. 3: Podmienky a výsledky merania.

číslo testu	Závažie [g]	Podtlak [kPa]	Pozícia aktuátora [%]	Zrýchlenie [G]	Teoretická vlastná frekvencia [Hz]	Nameraná vlastná frekvencia [Hz]	Amplitúda posuvov	Statická tuhosť [N/mm]
1	104	36,6	58	0,5	53,61	56,70	1,242451	11,8
2	104	36,6	58	2	53,61	54,40	4,969804	11,8
3	104	11,1	30	0,5	53,61	55,00	1,242451	11,8
4	104	11,1	30	2	53,61	54,60	4,969804	11,8
5	104	67,2	85	0,5	53,61	54,40	1,242451	11,8
6	104	67,2	85	2	53,61	53,90	4,969804	11,8
7	202	36,4	58	0,5	38,47	45,60	1,242451	11,8
8	202	36,4	58	2	38,47	44,90	4,969804	11,8
9	202	11,3	30	0,5	38,47	45,70	1,242451	11,8
10	202	11,3	30	2	38,47	45,90	4,969804	11,8
11	202	67,2	85	0,5	38,47	43,20	1,242451	11,8
12	202	67,2	85	2	38,47	43,20	4,969804	11,8
13	422	36,5	58	0,5	26,61	32,80	1,242451	11,8
14	422	36,5	58	2	26,61	33,00	4,969804	11,8
15	422	11,5	30	0,5	26,61	15,00	1,242451	11,8
16	422	11,5	30	2	26,61	33,20	4,969804	11,8
17	422	67,2	85	0,5	26,61	32,30	1,242451	11,8
18	422	67,2	85	2	26,61	31,60	4,969804	11,8
20	422	11,1	58	2	26,61	32,80	4,969804	11,8
21	422	11,1	58	2	26,61	32,90	4,969804	11,8

V ďalšej kapitole bude pojednané o získaní tlmenia z nameraných dát, kde bude rozobratý aj teoretický model, z ktorého boli počítané teoretické vlastné frekvencie.

Jednotlivé posunutia (tab.3.) boli počítané podľa vzorca:

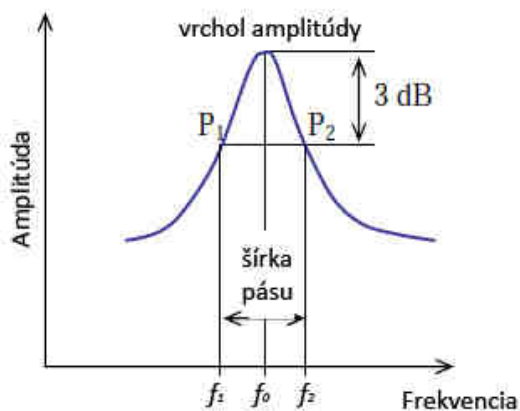
$$x = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot f} = \frac{9,81 \cdot a}{4 \cdot \pi^2 \cdot f^2}, \quad (9)$$

kde, x – posunutie, v – rýchlosť, f – vlastná frekvencia, a – zrýchlenie.

3.3.3 Stanovenie tlmenia z amplitúdovej charakteristiky

Šírka pásma je stanovená amplitúdou $\frac{A}{\sqrt{2}} = 0,707 \cdot A$ alebo pri poklese o 3dB, čo odpovedá 70,7% (nominálna šírka pásma).

Pre málo tlmené sústavy je možné využiť stanovenie pomerného útlmu z vlastnej frekvencie tlmeného systému. To platí len v tom prípade, keď sa vlastná frekvencia netlmeného sa len málo líši od vlastnej frekvencie tlmeného systému.[14]



Q-faktor:

$$Q = \frac{1}{2 \cdot b_p}, [-] \quad (10)$$

$$Q = \frac{f_c}{\Delta f} = \frac{f_c}{f_2 - f_1}, [-] \quad (11)$$

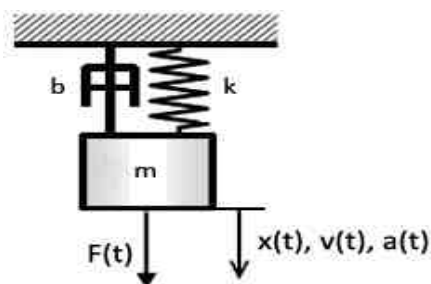
Pomerný útlm:

$$b_p = \frac{1}{2 \cdot Q} = \frac{f_c}{f_2 - f_1}, [-] \quad (12)$$

Obr. 24 : Stanovenie šírky pásu.

Výpočet pomerného útlmu pre teoreticky uvažovaný mechanický systém.

Tento výpočet vznikol pre lepšie pochopenie vplyvu pomerného útlmu. Mechanický systém na (Obr.25) bol riešený vo výpočtovom softvéri ANSYS Workbench z cieľom získať frekvenčno-amplitúdovú charakteristiku pre systém s rôznymi hodnotami pomerného útlmu a ich znázornenie v podobe frekvenčného spektra a fázového posuvu.

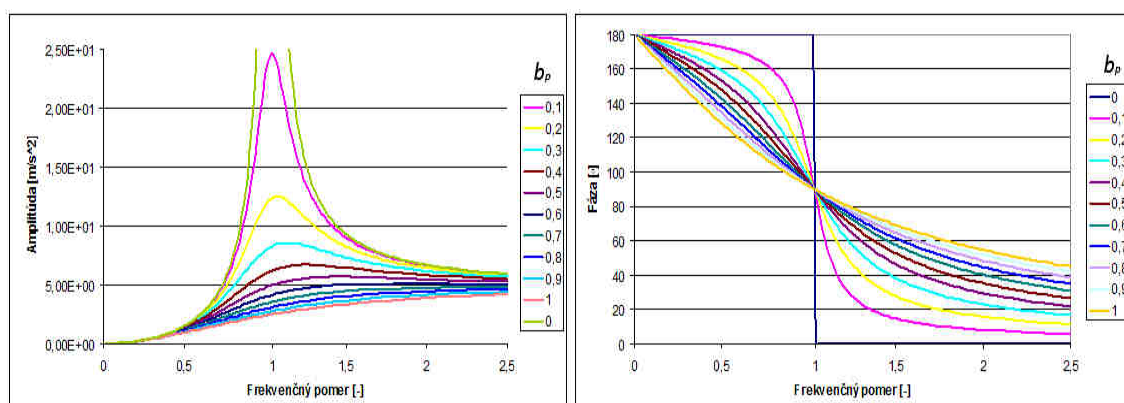


Výpočet teoretickej vlastnej netlmenej frekvencie:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (13)$$

kde $k=11800 \text{ N/m}$, $m=$ hmotnosť závažia

Obr. 25 : Teoretický model systému.

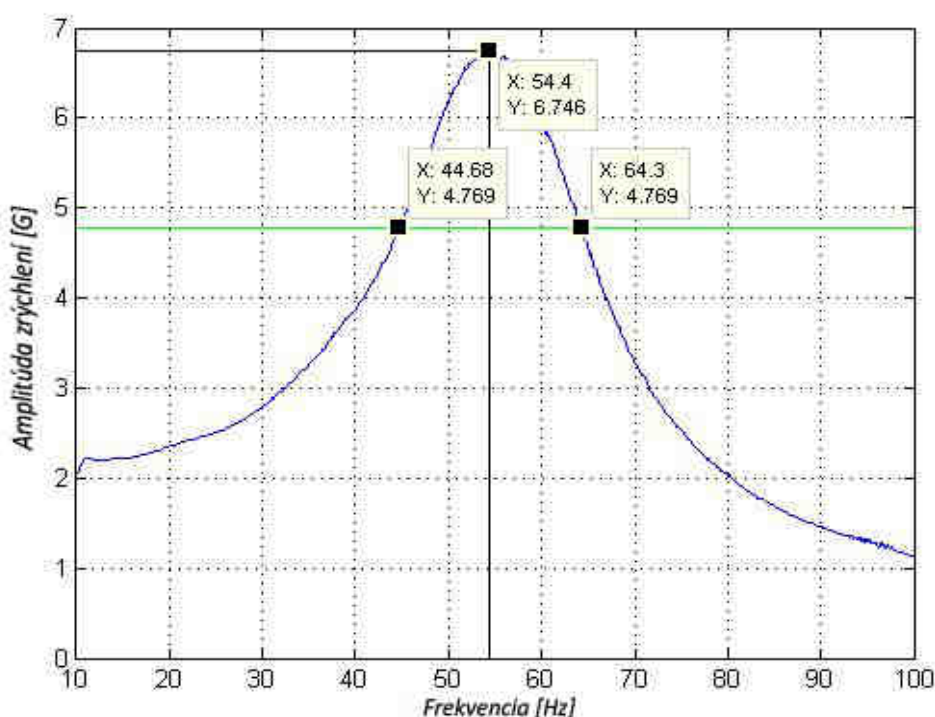


Obr. 26 : Tvar frekvenčnej odozvovej funkcie a fázového posuvu pri rôznych hodnotách b_p .

Z priebehov funkcií z Obr.26 je zrejmé, že tlmenie znižuje amplitúdu kmitov a vlastné frekvencia tlmenej sústavy. Vlastná frekvencia tlmenej sústavy je vždy menšia ako vlastná frekvencia netlmenej sústavy.

Výpočet pomerného útlmu z nameraných dát bol prevedený nasledovne:

Do programu Matlab boli exportované namerané dáta, z ktorých bola vytvorená šírka pásma pre vlastnú frekvenciu. Pre túto analýzu bol vytvorený v Matlabe m-skript, ktorý tento výpočet automatizuje a urýchľuje. V nasledujúcom texte bude názorne demonštrovaný výpočet pre test číslo 2 (104g, 36,6kPa, 2G). Zároveň je celý m-skript pripojený v prílohe.



Obr. 27: Zistenie šírky pásma.

Odmerané hodnoty boli dosadené do (.)

$$Q = \frac{f_c}{\Delta f} = \frac{f_c}{f_2 - f_1} = \frac{54,4}{64,3 - 44,68} = 2,7727 \quad (14)$$

Q-faktor bol dosadený do rovnice (.) a následne vypočítaný pomerný útlm:

$$Q = \frac{1}{2 \cdot b_p} \Rightarrow b_p = \frac{1}{2 \cdot Q} = \frac{1}{2 \cdot 2,7727} = 0,1803 \cong 18\% \quad (15)$$

Pomerný útlm sa rovná $b_p=18\%$, je teda možné konštatovať, že sa jedná o stredne tlmenú sústavu. Pre počítanie pomerného útlmu neboli uvažované merania so zrýchlením 0,5G pre ich obtiažnu identifikáciu šírky pásma.

Tab. 4: Hodnoty pomerného útlmu pre jednotlivé testy so zrýchlením 2G.

	104g	202g	422g
11,1kPa	0,1762	0,1745	0,1528
36,6kPa	0,1803	0,1834	0,1641
67,2kPa	0,1812	0,1765	0,1816

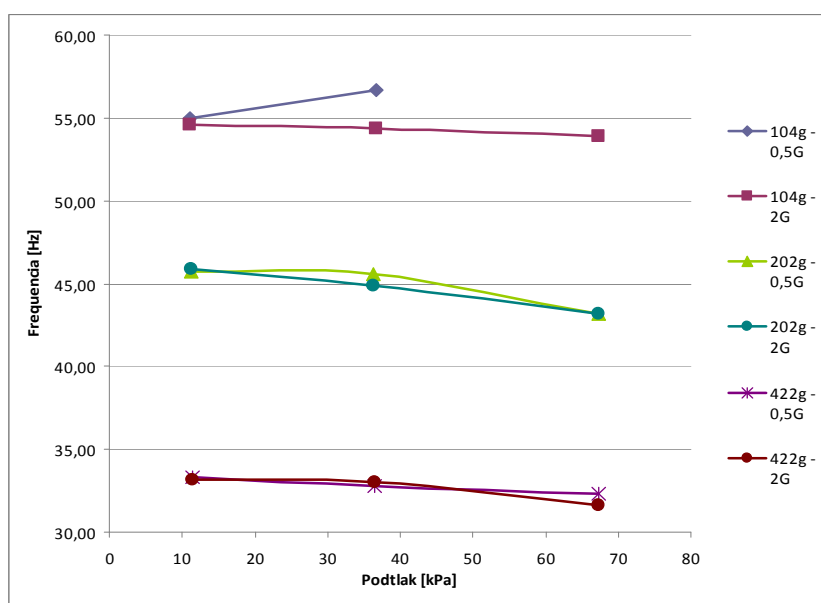
3.4 Zhodnotenie a posúdenie experimentu

Experimentálne modelovanie bolo zvolené z cieľom:

- Získať vstupné údaje pre numerickú analýzu – statická tuhosť, pomerný útlm,
- získať predstavu o tom, ako privádzaný podtlak ovplyvňuje tlmenie,
- získať predstavu, ako podtlak ovplyvňuje amplitúdu zrýchlenia.
- vyšetriť, či je amplitúda zrýchlenia závislá na zaťažení.

Z experimentu boli vyvedené tieto skutočnosti:

1. *Podtlak aktuátora ovplyvňuje vlastné frekvencie a to tak, že vlastná frekvencia je nepriamo úmerná podtlaku. (Obr.28).*



Obr. 28: Zmena vlastnej frekvencie v závislosti na podtlaku.

2. *Amplitúda zrýchlení sa pri rôznych hodnotách zaťaženia výrazne nemení, teda je možné prehlásiť jej nezávislosť na zaťažení.*
3. *Podtlak v aktuátore ovplyvňuje amplitúdu zrýchlení pomocou tlmenia. Zo získaných dát vyplýva, že pri zvýšení podtlaku sa zníži amplitúda, čo je dôsledkom zvýšeného tlmenia.*
4. *Nameraná statická tuhosť má hodnotu 11,8 N/mm*
5. *Pomerný útlm bol s experimentu stanovený na 0,175, pretože pri regulácii je potrebné dosiahnuť podtlaku minimálne 67,2kPa. Pre túto hodnotu podtlaku bola hodnota pomerného útlmu relatívne stabilná pre všetky hodnoty zaťaženia, v porovnaní s ostatnými hodnotami meraných podtlakov.*

4 Výpočtové modelovanie.

Charakter inžinierskej činnosti vyžaduje kvantifikáciu výsledou riešenia problému, takže pri využívaní matematických teórií dominuje zpracovanie číselných veličín výpočtom, čím vzniká výpočtový model, u ktorého je aktuálna preferencia logického spracovania informácií a prevažujú výpočty. Tento model je najčastejšie označený jako výpočtový.[11]

Při výpočtovom modelovaní boli vypracované dve analýzy. V prvej boli verifikované výsledky experimentálneho modelovania, čo umožnilo prehlásiť vstupné dáta a výsledky experimentu za pravdivé.

Druhá analýza bola zameraná na riešenie vlastných tvarov pneumatického aktuátoru do frekvencie 1000 Hz.

4.1 Vytvorenie modelu topológie

Pneumatický aktuátor je uchytený pomocou držiaka k telu turbubúchadla. Je umiestnený vo vertikálnom smere, čo je smer totožný z umiestnením valcov motora.

4.2 Vytvorenie modelu dekompozície

Dekompozícia pneumatického aktuátora bola prevedená tak, aby bolo riešenie efektívne a nenáročné. Z riešenia, boli odstránené tieto časti:

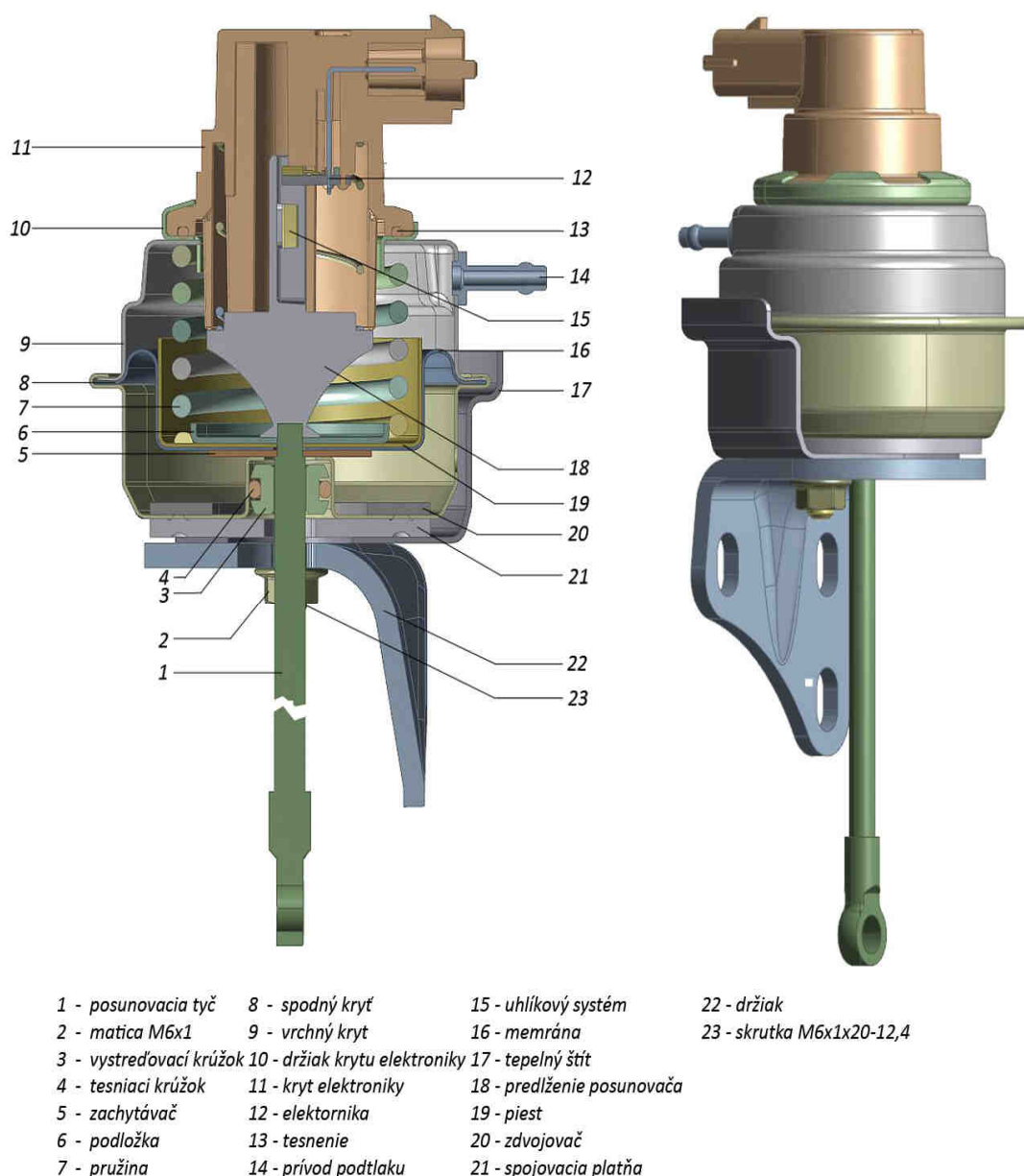
- tepelný štít aktuátoru,
- elektronika – zahnutá v podobe hmotnosti,
- uhlíkový systém – zahrnutý v podobe hmotnosti,
- valcová pružina – nahradená virtuálnou pružinou.
- prívod podtlaku – neuvažovaný.

4.3 Vytvorenie modelu geometrie

Pri vytvorení modelu geometrie boli k dispozícii technické výkresy a zároveň aj 3D model riešenej zostavy vo formate parasolid. Avšak tento model obsahoval obsahoval plno chýb, pri ktorých dochádzalo k zasahovaniu jednej súčiastky do druhej, čo by malo negatívny vplyv na zadávanie kontaktov a viedlo, k nekorektným

výsledkom. Zároveň obsahoval geometrické nepresnosti, ktoré neboli v súlade s poskytnutou výkresovou dokumentáciou. Na niektorých plochách boli identifikované NURBS krivky, ktoré značne znemožňujú aplikáciu rovnomernej siete na model.

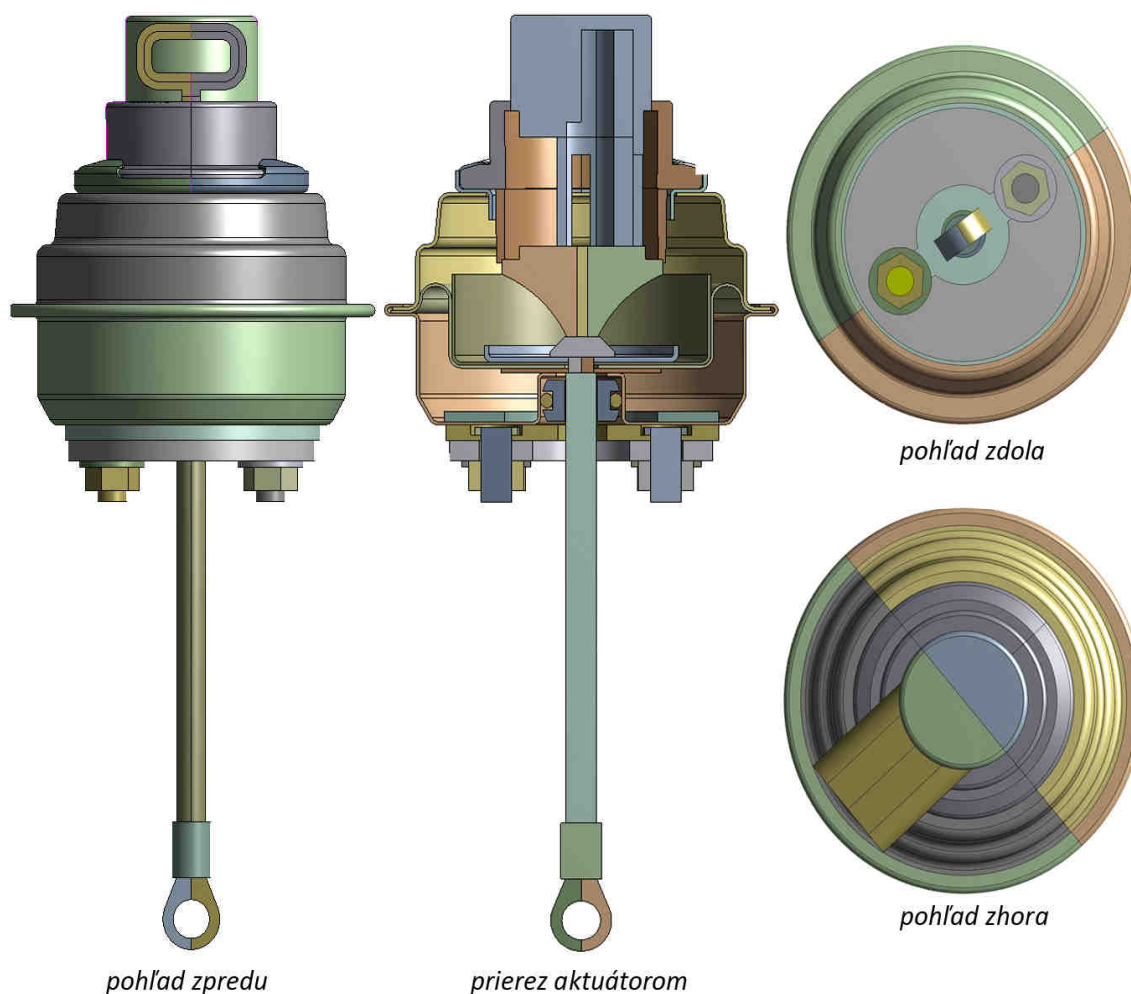
Z toho dôvodu, bol celý model zostavy pneumatického aktuátora opätovne vymodelovaný v programe SolidWorks 2011 na základe rozmerov zistených z výkresovej dokumentácie.



Obr. 29: Model geometrie s popisom jednotlivých súčiastok (SolidWorks 2011).

Novo vytvorená geometria bola následne upravená použitím programu DesignModeler, ktorý je súčasťou softwaru ANSYS WORKBENCH. V tomto editore geometrie boli vykonané zjednodušenia na jednotlivých súčiastkách. Zjednodušenia boli

aplikované z dôvodu vytvorenia rovnomernej siete konečných prvkov. Zároveň boli niektoré súčiastky zámerne rozdelené pre aplikáciu. Pre dynamické úlohy je odporúčaná hrubá a pravidelná sieť.



Obr. 30: Geometria aktuátoru použitá pre výpočet.

4.4 Vytvorenie modelu materiálu

Pre vytvorenie modelu materiálu bolo potrebné získať materiálové listy od konštrukčného oddelenia firmy Honeywell. Tie boli použité ako vstupné data pre vytvorenie modelu materiálu, ktorý je potrebný pre výpočtové modelovanie dynamického správania sa pneumatického aktuátora. Zoznam použitých materiálov pre jednotlivé súčiastky spolu s ich materiálovými charakteristikami potrebných pre dynamickú analýzu je obsahom tabuľky 5. Čísla súčiastok v tabuľke sú v zhode z Obr. 29.

Tab. 5: Materiálové charakteristiky jednotlivých súčiastok.

Číslo súčiastky	Názov súčiastky	Materiál	Modul pružnosti v ťahu [GPa]	Poissonova konštanta [-]	hustota [kg/m3]
1	posunovacia tyč	oceľ	197	0,3	8027
2	matica M6x1	oceľ	200	0,3	7850
3	vystreďovací krúžok	polyetylen-sulfid	10,6	0,49	1660
4	tesniaci krúžok	Flour-karbonový elastomér	10	0,49	1800
5	zachytávač	oceľ	207	0,3	7833
6	podložka	oceľ	207	0,3	7833
7	pružina	oceľ	204	0,3	7800
8	spodný kryt	oceľ	185	0,3	7900
9	vrchný kryt	oceľ	185	0,3	7900
10	držiak krytu elektroniky	oceľ	185	0,3	7900
11	elektronika	-	-	-	-
12	tesnenie	Flour-karbonový elastomér	10	0,49	1800
13	prívodný nadstavec	oceľ	185	0,3	7900
14	uhlíkový systém	-	-	-	-
15	membrána	silikónová guma	0,03	0,49	1800
16	tepelný štít	oceľ	207	0,3	7833
17	predĺženie posunovača	oceľ	207	0,3	7833
18	piest	oceľ	185	0,3	7900
19	zdvojovač	oceľ	207	0,3	7833
20	spojovacia platňa	oceľ	185	0,3	7900
21	držiak	oceľ	193	0,3	8030
22	Skrutka M6x1x20-12,4	oceľ	200	0,3	7850

Materiálové charakteristiky membrány uvedené v tabuľke boli použité pre výpočet modálnej a harmonickej analýzy. Pre korektné modelovania predpätia pomocou štruktúrálnej analýzy bolo potrebné nájsť vhodný materiálový model silikónovej gummy, ktorý by čo najlepšie aproximoval skutočnú odozvu materiálu na zaťaženie.

4.4.1 Nájdenie konštitutívneho materiálového modelu silikónovej gumy

Konštitutívny materiálový model silikónovej gumy bolo potrebné nájsť pre výpočet korektného predpätia membrány. V tabuľke materiálových charakteristík je silikónová guma popísaná lineárnymi charakteristikami, čo však nezodpovedá skutočnosti, preto je pri výpočte potrebné zohľadniť materiálovú nelinearitu.

Materiálové nelinearity sú nelineárne závislosti medzi pretvorením a napätím. Tieto závislosti sú dané vlastnosťami materiálu, ktoré boli vytvorené (konštituované) prírodou, tvorcom. Preto sa označujú ako konštitutívne závislosti. V širšom zmysle sa k nim dopočítavajú závislosti medzi ďalšími odvodenými veličinami, súvisiacimi so závislosťami na čase, napr. rýchlosti deformácie. Ich matematický popis musí byť nutne do istej miery zjednodušený, preto sa pre ňo používa označenie konštitutívne vzťahy, resp. konštitutívne modely.[8]

Základné rozdelenie konštitutívnych modelov:

- lineárne elastický materiál (izotropný alebo anizotropný materiál),
- elasto-plastický materiál (bez spevnenia alebo so spevnením),
- tuhoplastický materiál (elastické deformácie sú zanedbateľné voči plastickým),
- viskoelastický materiál (napätia a deformácie sú funkciou času),
- hyperelastický materiál (materiál vykazuje veľké elastické pretvorenia).

Silikónová guma je radená medzi hyperelastické materiály, o ktorých bude stručne pojednané.

Definícia hyperelastického materiálu:

Materiál nazývame hyperelastickým, ak existuje elastická potenciálna funkcia W (merná deformačná energia), ktorá je skalárnou funkciou niektorého z tenzorov pretvorenia, resp. deformácie. Jej derivácia podľa niektorej zložky pretvorenia potom určuje odpovedajúcu zložku napätia, čo je možné vyjadriť nasledovne:[8]

$$S_{ij} = \frac{\partial W}{\partial E_{ij}}, \quad (16)$$

kde: S_{ij} – sú zložky 2. Piola-Kirchhoffovho tenzoru pretvorenia,

W – je funkcia mernej energie napätosti na jednotku nedeformovaného objemu,

E_{ij} – sú zložky Green-Lagrangeovho tenzoru pretvorenia.

Najbežnejšie tvary konštitutívnych modelov hyperelastickým materiálov:[8]

1. Celkom alebo takmer nestlačiteľné:

- Neo-Hooke,
- Mooney-Rivlin,
 - 2-parametrický,
 - 5-parametrický,
 - 9-parametrický,
- Polynomický,
- Ogden.

2. Stlačiteľné:

- Blatz-Ko,

V práci bol použitý konštitutívny model Neo-Hooke. Bol zvolený z dôvodu získania dát len z jednej materiálovej skúšky. Preto nemalo význam použiť zložitejší konštitutívny model.

Model Neo-Hooke zavádza mernú energiu napätosti v tvare

$$W = \frac{G}{2}(\bar{I}_1 - 3) + \frac{1}{d}(J - 1)^2, \quad (17)$$

kde: G – počiatočný modul pružnosti v šmyku,

\bar{I}_1 -modifikovaný prvý invariant pravého Cauchy-Greenovho tenzoru deformácie,

d – parameter ne stlačiteľnosti materiálu,

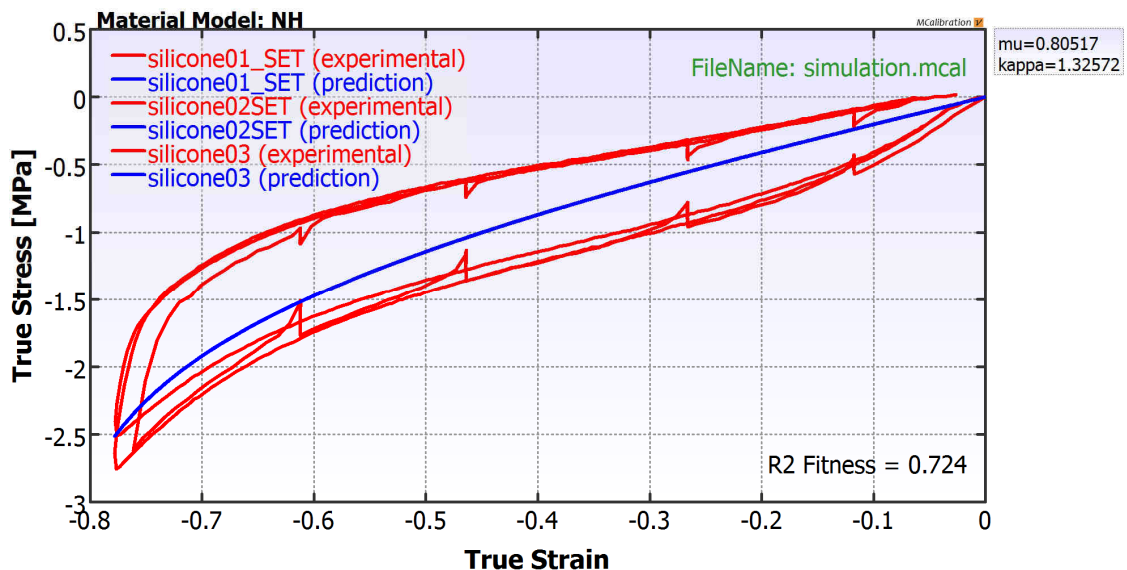
J – tretí invariant tenzoru deformačného gradientu.

Pre identifikáciu konštánt hyperelastických konštitutívnych modelov sa v praxi najčastejšie používajú nasledujúce základné typy skúšok:

1. skúška jednoosím ťahom
2. skúška jednoosím tlakom,
3. skúška ekvibiaxiálna,
4. skúška šmykom alebo krutom,
5. skúška ťahom pri nulových priečných posuvoch,
6. skúška tlakom pri nulových priečných posuvoch,

7. skúška objemovej stlačiteľnosti.[8]

Na vytvorenie konštitutívneho modelu boli získané dáta z jednoosej tlakovej skúšky silikónovej gummy, ktorú vykonal Dr. Jorgen Bergstrom, ktorý je konzultantom spoločnosti Veryst Engineering LLC. Obdržané dáta boli spracované v programe MCalibration, kde bola získaná závislosť funkčná závislosť skutočného napätia na skutočnom pretvorení aproximáciou krivky podľa experimentálne získaných hysterézných kriviek pre pomalú, rýchlu a skokovú jednoosovú tlakovú skúšku.



Obr. 31: Závislosť napätia na pretvorení (modrá).

Zároveň program MCalibration obsahuje možnosť vytvorený materiálový model exportovať v do jazyka APDL, čoho bolo využité.

```
! (define the actual material parameters)
TBDATA, 1, 2
TBDATA, 2, 0
TBDATA, 3, 0
TBDATA, 4, 0
TBDATA, 5, 0
TBDATA, 6, 1
TBDATA, 7, 0
TBDATA, 8, 0
TBDATA, 9, 0
TBDATA, 10, 0
TBDATA, 11, 18
TBDATA, 12, 4
TBDATA, 13, 1
TBDATA, 14, 500
TBDATA, 15, 0
TBDATA, 16, 0
TBDATA, 17, 0.805170179343
TBDATA, 18, 1.32572179989

! MM
! ODE
! JAC
! ERRM
! TWOD_S
! VERB
! VTIME
! VELEM
! VINT
! ORIENT
! NPROP
! NHIST
! GMU
! GKAPPA
! FAILT
! FAILV

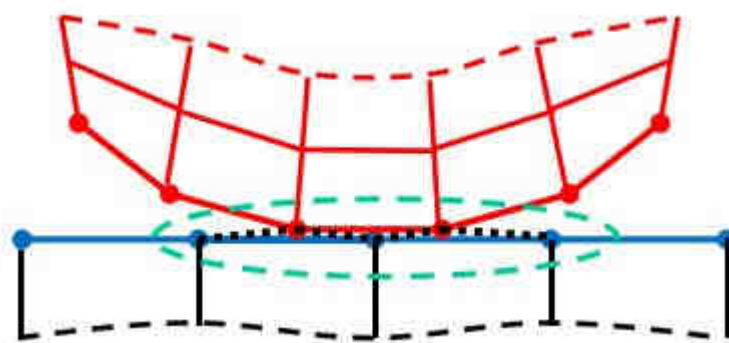
! mu
! kappa
```

Obr. 32: Exportovaný materiálový model z programu MCalculation do jazyka APDL.

4.5 Vytvorenie modelu kontaktov

Pre korektné vytvorenie modelu kontaktov boli potrebné informácie o montáži a ich následné zhodnotenie, čo umožnilo vhodný výber typu kontaktu. Pre väčšinu spojov bol zvolený kontakt typu „bonded“ (zaistený)

Ide o lineárny typ kontaktu medzi stykovými plochami dvoch telies. Pre tento typ kontaktu bola zvolená MPC formulácia (Multi-Point Constraint). Jej princíp spočíva v internom pridaní väzbových rovníc, ktorých cieľom je previazať posuvy medzi kontaktnými plochami.



Obr. 33: MPC formulácia – previazanie kontaktných plôch.[13]

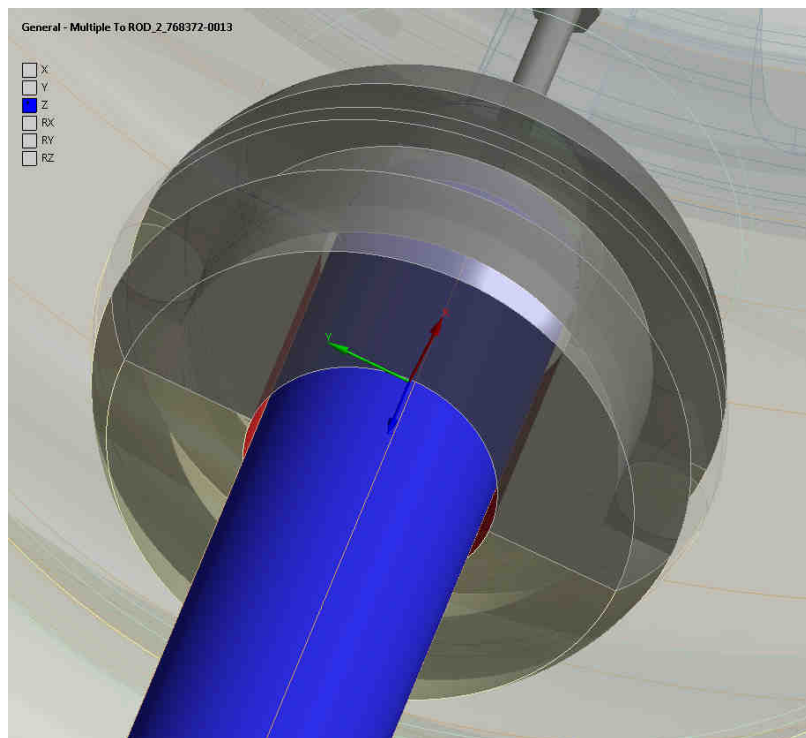
Zároveň táto formulácia podporuje výpočet veľkých deformácií, ktoré boli zahtnuté. MPC formulácia bola použitá aj z dôvodu, že používa metódu nodálnej detekcie, čo sa následne prejaví v menšom počte detekčných bodov. Vo výpočte je použitý nelineárny model materiálu, čo môže spôsobiť problémy z konvergenciou riešenia. Aj z tohoto dôvodu bola zvolená MPC formulácia pre jej pomerne dobrú konvergenciu.

Medzi ďalšie výhody patrí:

- nevyžaduje zadanie normálovej kontaktnej tuhosti,
- nedochádza k penetrácií medzi kontaktnými povrchmi,
- možnosť použitia priameho aj iteračného riešiča.

Formuláciu kontaktu ako „bonded“, však nebolo možné použiť na všetky kontaktné povrchy.

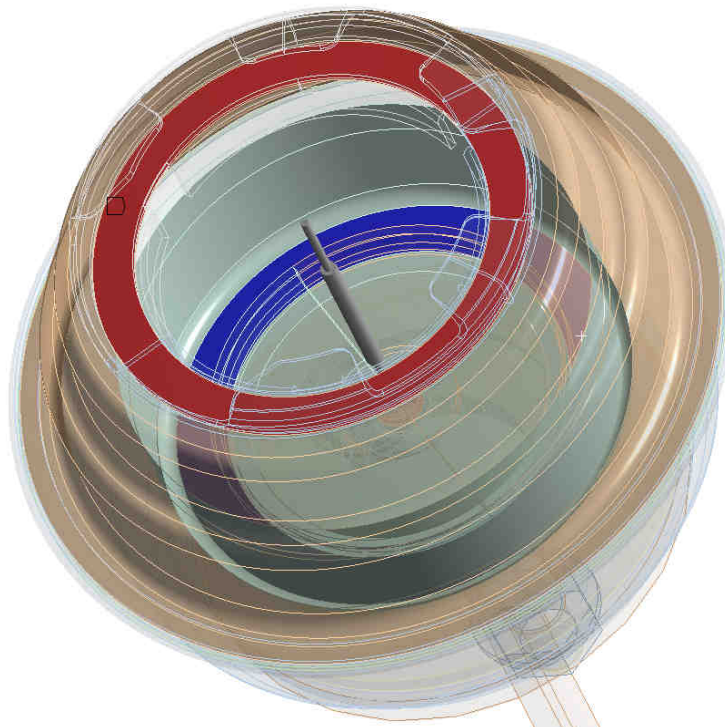
Prvým je kontakt medzi strediacim krúžkom a posunovacou tyčou, ktorý bol nastavený ako „general“ s tým, že mu boli zamedzené posuvy v osi x, y a všetky rotačné stupne voľnosti. Tiež mu povolené deformácie u oboch telies. Pre aplikáciu tohoto typu kontaktu (body-body contact) je potrebné povoliť veľké deformácie.



Obr. 34: Aplikovanie „general“ kontaktu.

Ďalším kontaktom bolo vloženie virtuálnej pružiny medzi plochu piestu a horného krytu. Táto pružina nahrádza skutočnú pružinu, ktorá bola pre z výpočtu odstránená pre problémy s konvergenciou.

Longitudinal - COVER_750802-0004 To PISTON_435396-0001
Longitudinal - COVER_750802-0004 To PISTON_435396-0001



Obr. 35: Implementovanie virtuálnej pružiny do výpočtového modelu.

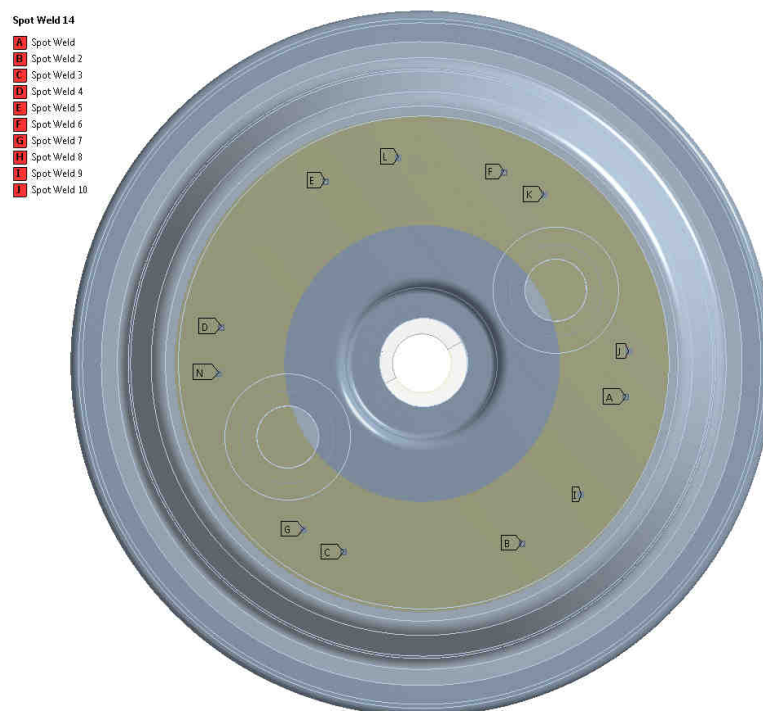
U virtuálnej pružiny bolo potrebné nastaviť:

- plochy, medzi ktoré má byť aplikovaná,
- statickú tuhosť (11,75 N/mm),
- deformovateľnosť,
- zaťaženie od zmontovania.

Práve pri zadávaní zaťaženie od montáže sa ukázala veľká výhoda virtuálnej pružiny, keďže túto skutočnosť dokázala do výpočtu vniesť tým, že stačilo zadať hodnotu jej voľnej dĺžky (hodnota získaná z výrobného výkresu – 38mm) na vytvorenie predpätia od montáže.

Posledný kontakt, ktorý bolo potrebné zadať pre korektný výpočet dynamického chovania boli bodové zvary. Pre ich aplikáciu bolo potrebné opäť upraviť riešenie geometriu a rozšíriť ju o tzv. „weld points“, ktoré boli pri generovaní kontaktov automaticky detekované. Tento kontakt funguje na princípe pridania beamových prvkov v mieste zvaru medzi dvoma telesami.

Práve uprednostnenie tohoto typu kontaktu pred „bonded“ mal za následok, nájdenie vlastnej frekvencie okolo 600Hz, čo je frekvencia, kedy je buďený prvý vlastný tvar plechových krytov. Pri použití „bonded“ kontaktu tento tvar nebol nájdený. Zároveň mi existenciu tohoto tvaru aj pracovníci z firmy Honeywell.



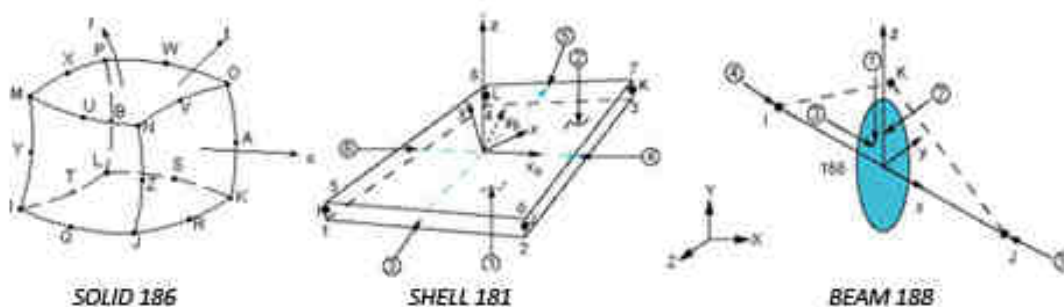
Obr. 36: Zadanie bodových zvarov .

4.6 Vytvorenie siete konečných prvkov

Pri voľbe siete bolo potrebné spraviť priateľný kompromis, pretože úlohy dynamiky vyžadujú hrubú sieť, kým v štruktúrálnej analýze je preferovaná jemnejšia sieť. Z toho dôvodu bola minimálna veľkosť elementu zvolená 1mm.

Pretože sa jedná o pomerne komplexnú 3D geometriu, tak na vytvorenie siete konečných prvkov bolo použitých viacej typov prvkov s cieľom, čo najviac urýchliť výpočet. Z toho dôvodu boli použité tieto typy prvkov:

- SOLID 186 – pre telesá s hrúbkou steny väčšou ako 1mm,
- SHELL 181 – pre tenkostenná telesá,
- BEAM 188 – použité na modelovanie zvarov,
- MASS 21 – prídavná hmotnosť,
- CONTA 174 , TARGE 170 – kontakty.



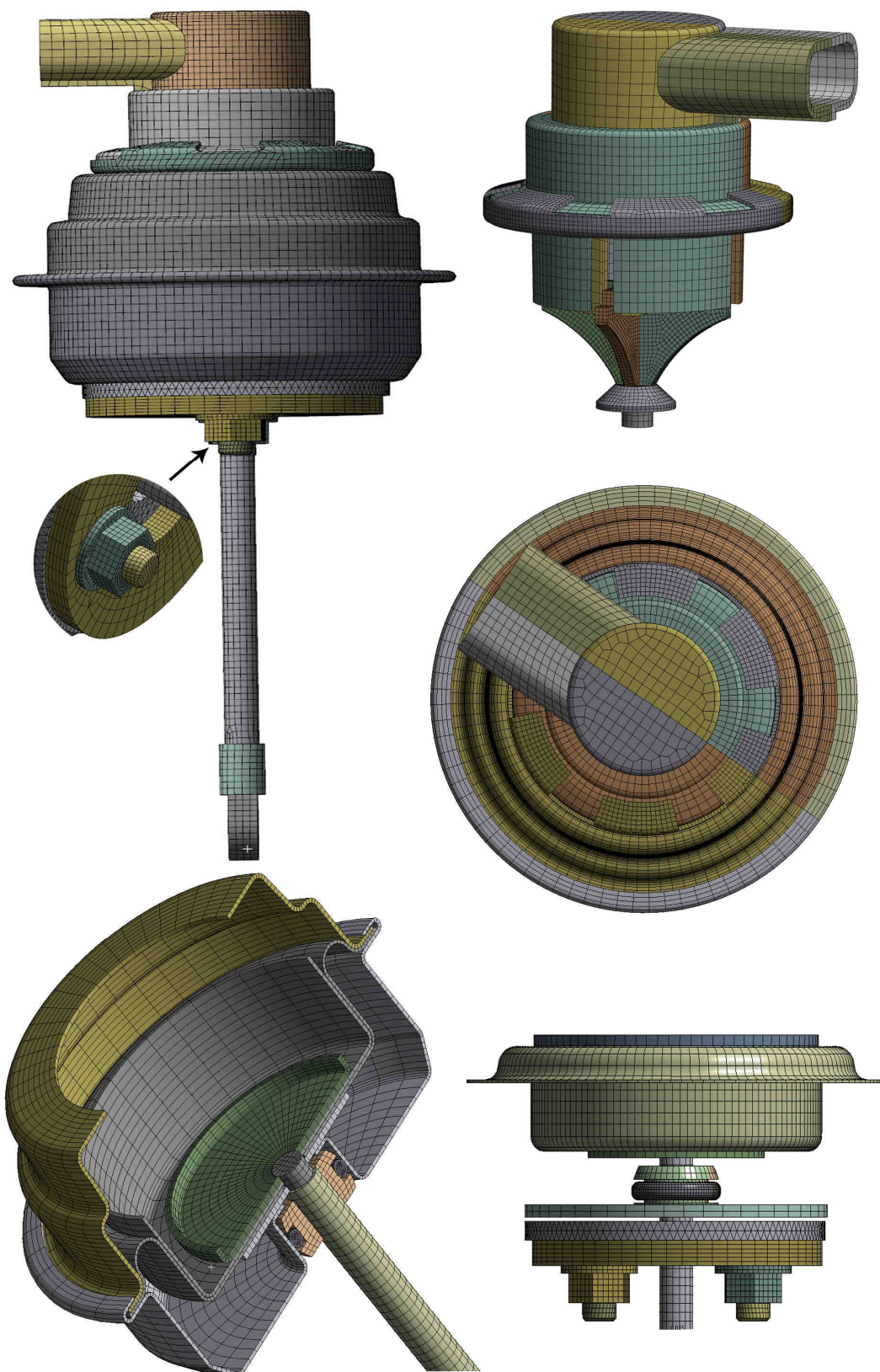
Obr. 37: Znáznornenie použitých prvkov siete.[13]

Pri tvorbe siete bolo veľmi nápomocné rozdelenie rotačne symetrických telies na dve polovice. Na takto rozdelenených telesách bola následne vytvorená sieť konečných prvkov pomocou sieťovacieho algoritmu „sweep“, ktorý umožňuje vytvárať pravidelné hexagonálne siete.

Ako ďalší bol použitý algoritmus „multizone“, kde bola snaha vytvoriť hexagonálnu sieť. Bol použitý na rotačne nesymetrické telesá.

Pre tenkostenné telesá bola vytvorená mapovaná sieť a definovaná hrúbka steny.

Pre telesá, na ktorých sa nachádzajú bodové zvary sa muselo ustúpiť od hexagonálnej a pravidelnej siete, pretože na vytvorenie polohy zvaru je potrebné na ploche telesa bod (tzv. hard point), a zatiaľ systém ANSYS Workbench neobsahuje sieťovací algoritmus, ktorý by pre teleso s „hard pointom“ dokázal vytvoriť rovnomernú sieť bez rozdelenia telesa.



Obr. 38: Vytvorená sieť konečných prvkov.

4.7 Vytvorenie modelu okrajových podmienok a zaťaženia

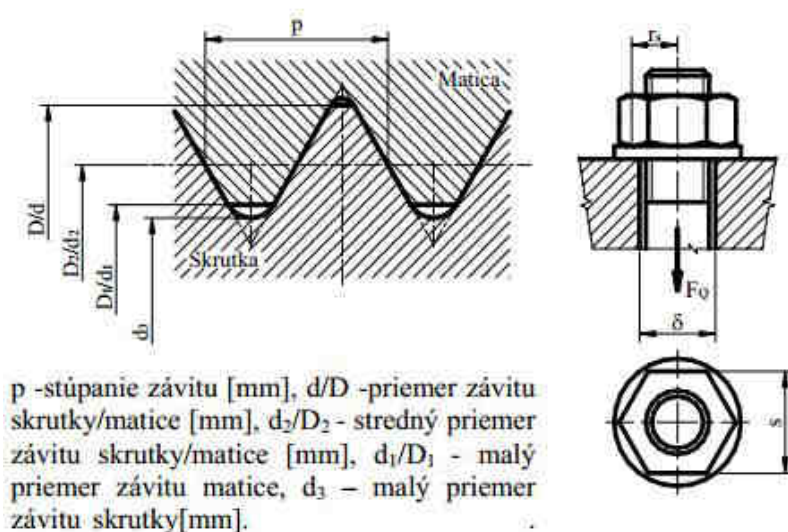
Pre vytvorenie modelu okrajových podmienok bolo nutné zamyslieť sa nad tým, akým spôsobom je teleso buďené pri experimentálnom modelovaní. Pneumatický aktuátor je uchytený na fixtúre spôsobom, akým je uchytený aj na držiaku, ktorým je spojený s turbodúchadlom.

Pretože fixtúra počas experimentu výrazne nekmitala, tak tento fakt bol vzaný v úvahu a ako hornú časť prípravku bola použitá kruhová časť držiaku, na ktorej spodnej ploche bola predpísaná okrajová podmienka – votknutie.

Model zaťaženia pre verifikáciu experimentu bol realizovaný nasledovne:

- Na spodnú časť polohovacej tyče bola pridaná hmotnosť cez „mass point“,
- Na vrchnú časť predĺženia posunovača bola pridaná hmotnosť, ktorá bola ubratá pri zanedbaní niektorých častí.
- Do stredu membrány bolo pridané zaťaženie v podobe sily, ktorá bola prepočítaná z hodnoty podtlaku (tab. 2)
- Na obe skrutkové spoje bolo aplikované zaťaženie od momentového kľúča pri uťahovaní spoja. V programe ANSYS Workbench je možné toto zaťaženie pomocou funkcie „bolt pretension“ v podobe dvojice opačne pôsobiacich síl.

Výpočet osovej sily od zaťaženia momentovým kľúčom bol uvažovaný nasledovne:



Obr. 39: Popis rozmerov metrického závitu.[5]

Pretože, pri uťahovaní skrutiek resp. matic (trecí moment v závite skrutky + trecí moment pod maticou), bol známy uťahovací moment $M_k=7000Nm$ na momentovom kľúči, bola osová sila počítaná zo vzorca:

$$M_k = F_Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + F_Q \cdot f \cdot r_s \Rightarrow F_Q = \frac{M_k}{\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + f \cdot r_s} = 3657,5N, \quad (18)$$

$$\gamma \quad - \text{ uhol stúpania závitu } \gamma = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi \cdot d_2}, \quad (19)$$

$$\varphi' \quad - \text{ trecí uhol s prihliadnutím na profil závitu } \operatorname{tg} \varphi' = f' \cong 0,1 - 0,12, \quad (20)$$

f - koeficient trenia medzi maticou (hlavou skrutky) a materiálom $f \cong 0,1$,

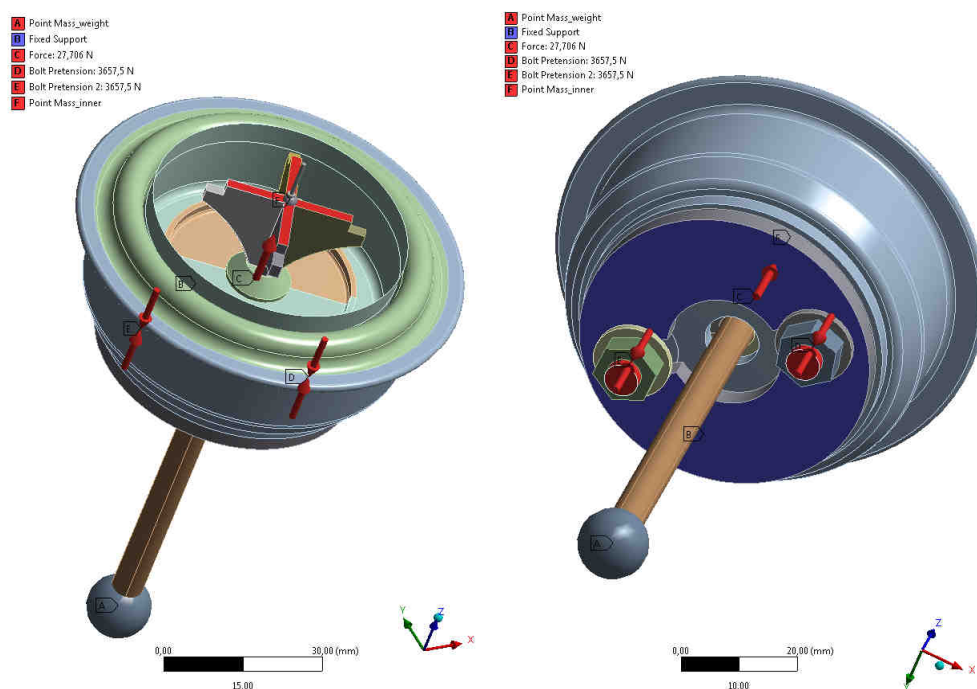
δ - priemer diery pre skrutku,

$$r_s \quad - \text{ trecí polomer } r_s = \frac{s + \delta}{4} \quad (21)$$

d_2 - stredný priemer závitu $d_2=4,87mm$.

Okrajové podmienky ostávajú nemenné počas celého výpočtu od štrukturálnej analýzy, cez modálnu analýzu až po výpočet odozvy na harmonické budenie.

Pri harmonickej analýze bol zvolený rovnaký typ budenia ako v prípade experimentu, a to budenie zrýchlením o konštantnej hodnote, ktoré bolo aplikované na fixtúru. Ďalej bolo potrebné zadať aj pomerný útlm zistený z experimentu.



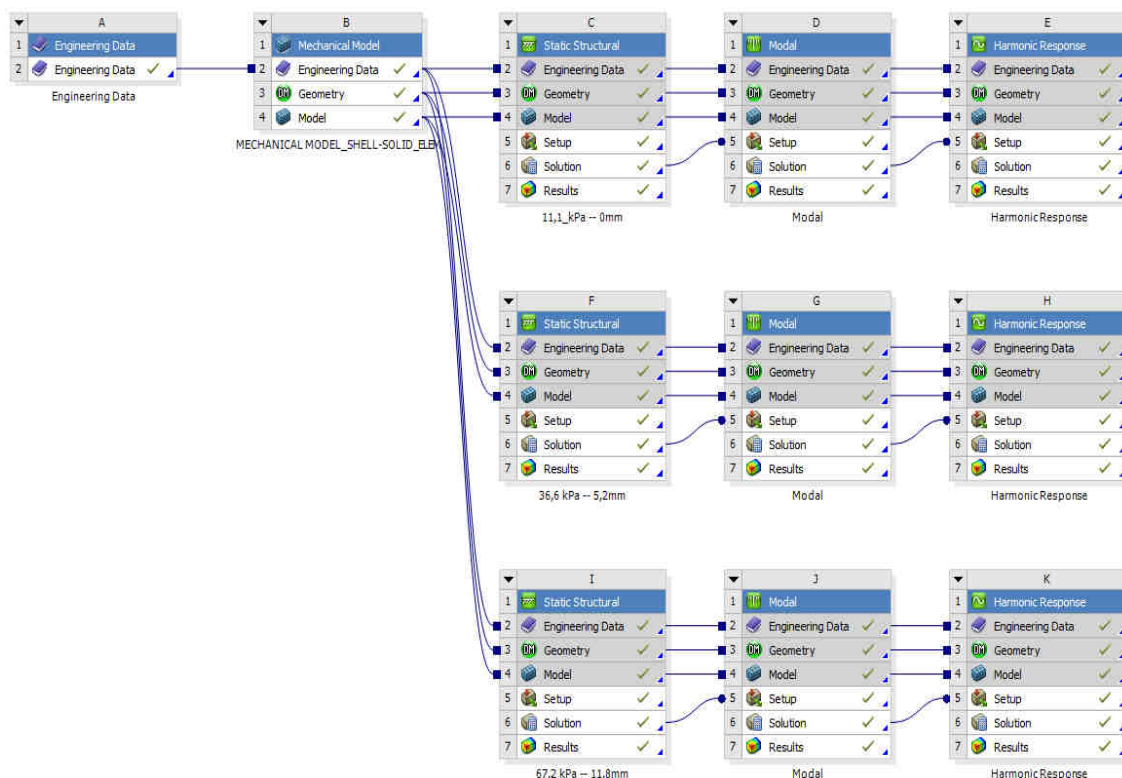
Obr. 40: Aplikovanie zaťaženia.

4.8 Nastavenie parametrov výpočtu

Pre verifikáciu experimentu bola zvolená metóda modálnej analýzy s vplyvom predpätia, ktoré bolo získané ako výsledok štruktúrálnej analýzy. Následne na to bola prevedená modálna analýza, kde boli získané vlastné tvary a frekvencie pneumatického aktuátora. Z hodnôt vlastných frekvencií a vlastných tvarov bola skrz analýzu harmonickej odozvy získaná frekvenčná odozвовá funkcia (zrýchlenie – frekvencia) a zároveň spočítaný posuvy.

Spôsob verifikácie:

1. **Štruktúrálna analýza** – verifikácia konštitutívneho materiálového modelu na základe posuvu polohovacej tyče, ktorý bol porovnaný z experimentálnymi výsledkami posuvov pri meraní statickej tuhosti.
2. **Modálna analýza** – zrovnanie vypočítaných vlastných frekvencií s experimentálne zistenými.
3. **Analýza harmonickej odozvy** – spočítanie posuvov konca polohovacej tyče pri zadanom buzení na vlastnej frekvencii a následné porovnanie s experimentálne získanými hodnotami posuvov.



Obr. 41: Výpočtová schéma riešenia v programe ANSYS Workbench.

4.9 Výsledky výpočtového modelovania

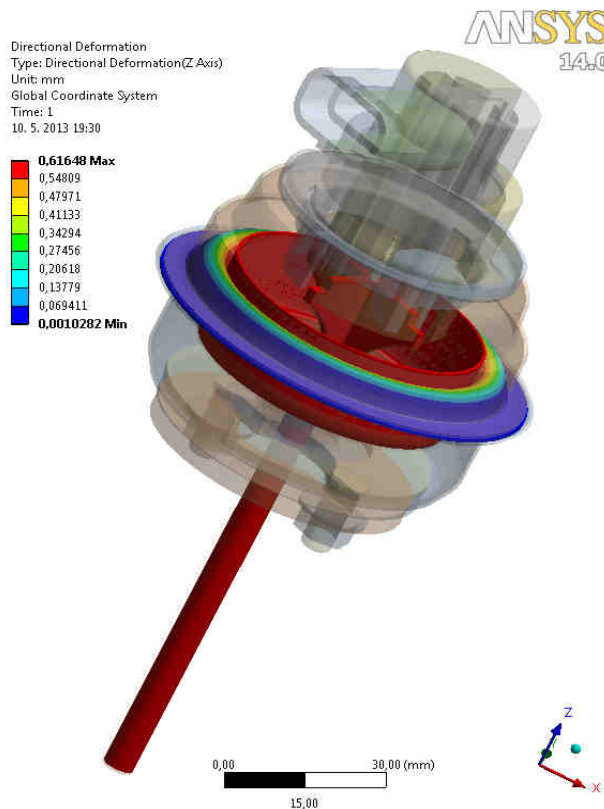
4.9.1 Výsledky štruktúrálnej analýzy

Výsledné posuvy pri zaťažení tlakom boli počítané pre závažie 0,107g z dôvodu zlej konvergenzie výpočtu, pri ostatných hmotnostiach. Numerický výpočet bol prevedený len pre jednu hmotnosť, z dôvodu časovej náročnosti celej úlohy, keďže uvažujeme veľké deformácie.

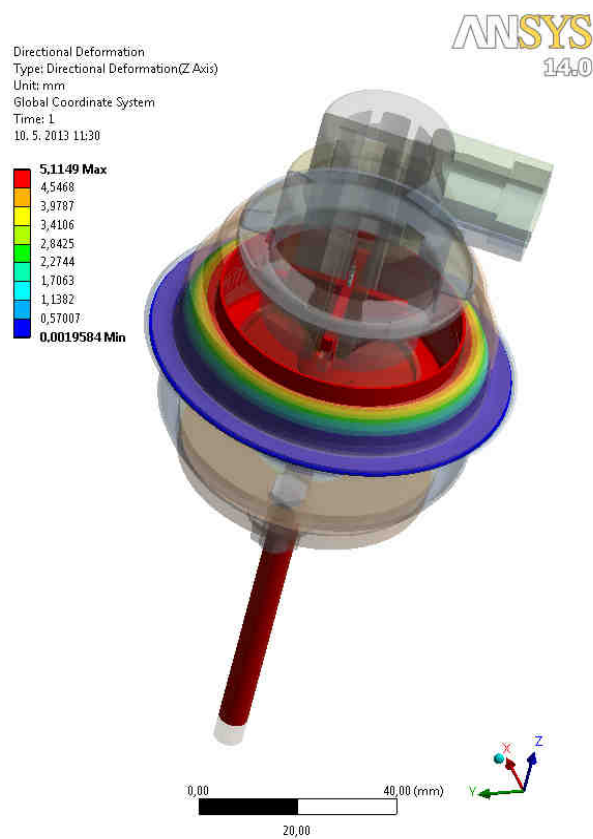
Výsledky boli exportované zo štruktúrálnej analýzy, podľa vyššie uvedených okrajových podmienok a zaťažení. Z výsledkou štruktúrálnej analýzy je patrné, že výsledné výpočítané posuvy sa len veľmi málo odlišujú od hodnôt posuvov získaných experimentálnym modelovaním.

Zároveň je možné vyhlásiť, že zvolený konštitutívny model silikónovej gummy dokázal veľmi dobre aproximovať skutočnosť, čoho dôkazom sú len veľmi malé rozdiely v hodnotách posuvov.

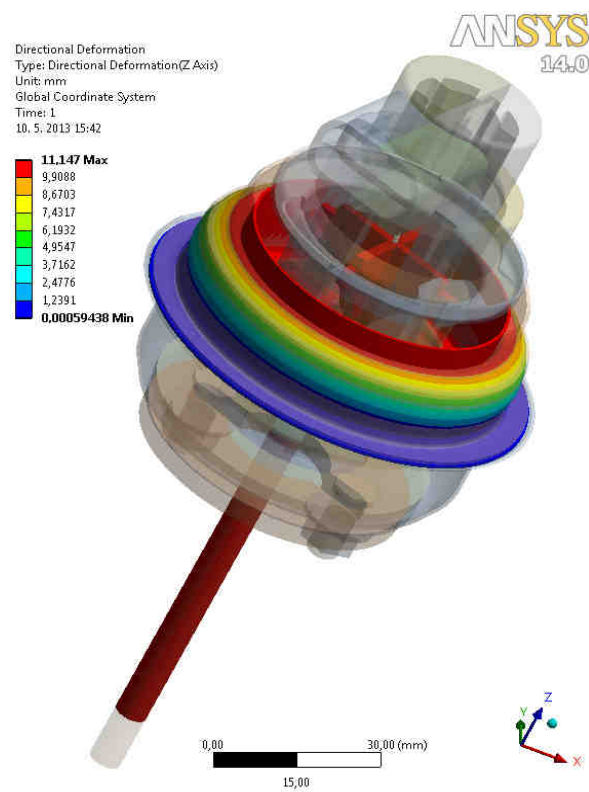
Najväčšia odchylka od skutočnej hodnoty bola zaznamenaná pri zaťažení podtlakom 11,1kPa.



Obr. 42: Vypočítaný posuv pre podtlak 11,1kPa.

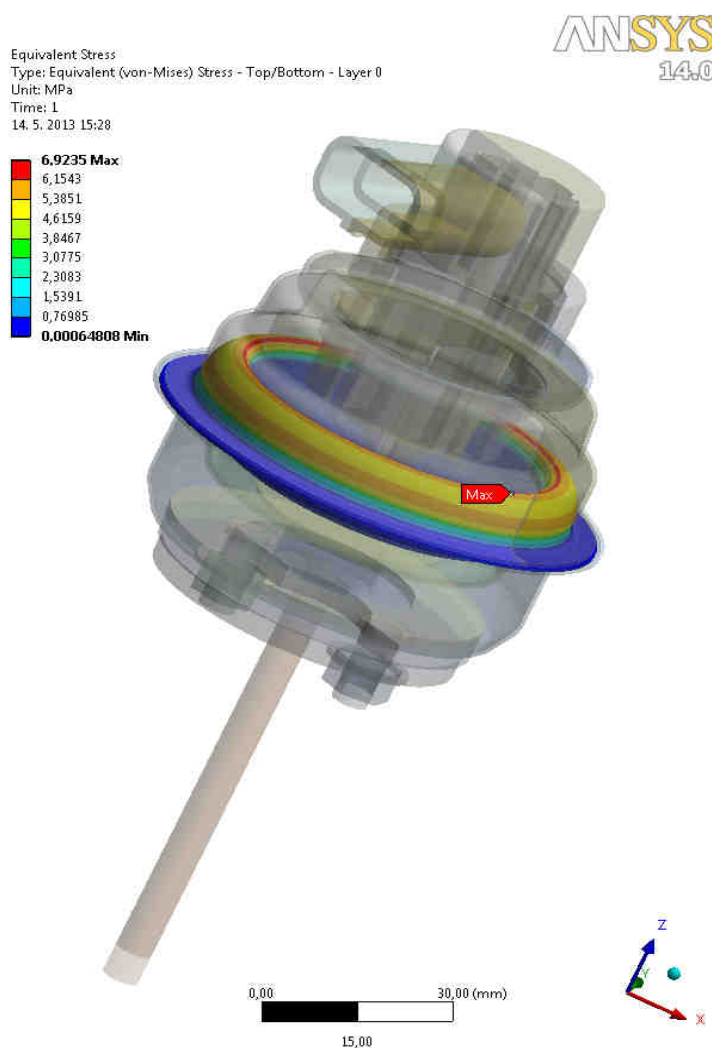


Obr. 43: Vypočítaný posuv pre podtlak 36,6kPa.



Obr. 44: Vypočítaný posuv pre podtlak 67,2kPa.

Rozloženie napätí je nie je pre tento celkový cieľ práce podstatné a navyše z jednotlivých analýz, alebo meraní nie je možné rozhodnúť o jeho jednoznačnej správnosti. Najvyššie napätie bolo očakávané v membráne, keďže je podtlakom najviac namáhaná a zároveň je to teleso s najväčšou poddajnosťou. Pre ilustráciu rozloženia napätí bol pridaný Obr. 45.



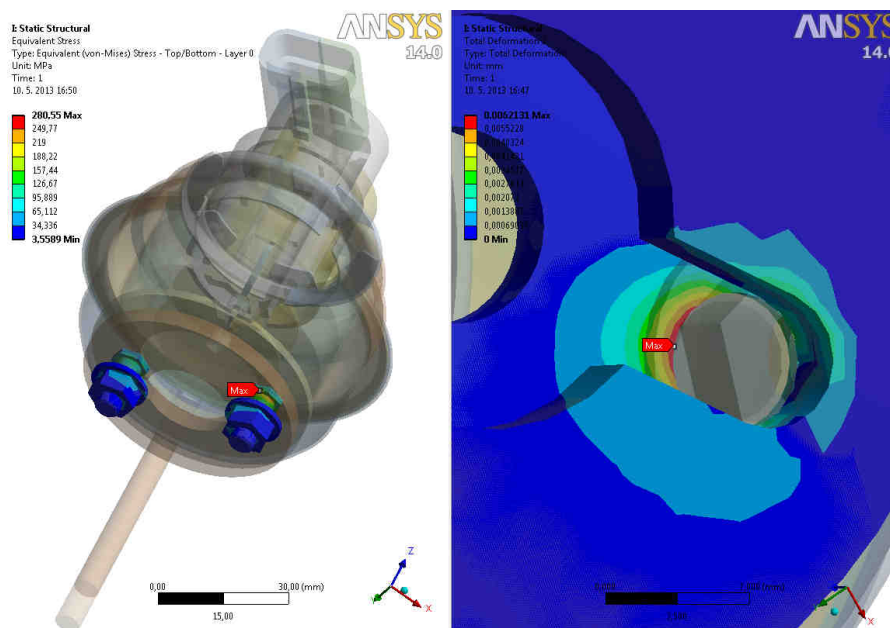
Obr. 45: Rozloženie napätia pre podtlak 11,1kPa.

Tab. 6: Hodnoty napätí pre jednotlivé hodnoty podtlakov.

Podtlak [kPa]	11,1	36,6	67,2
Max. napätie [MPa]	1,817	6,924	10,115

Zároveň bol model zaťažovaný aj predpätím od uťahovania matíc. Podľa očakávania mal vplyv tohoto zaťaženia lokálny charakter s maximálnou hodnotou v mieste prechodu

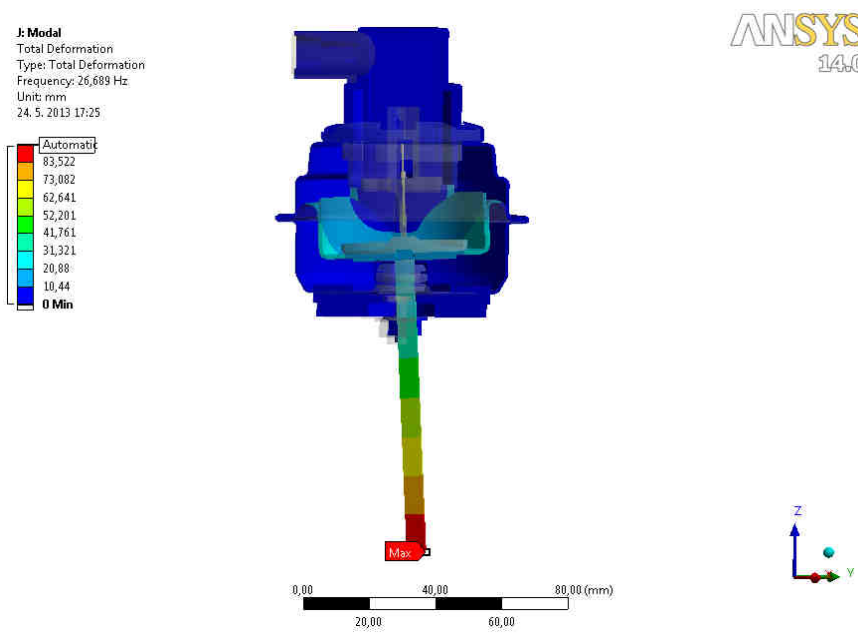
medzi telom skrutky a hlavou skrutky, kde je skoková zmena prierezu. Rozloženie napätí je zobrazené na obrázku pod textom.



Obr. 46: Rozloženie napätia pri zaťažení od ťahovacieho momentu skrutky.

4.9.2 Výsledky modálnej analýzy

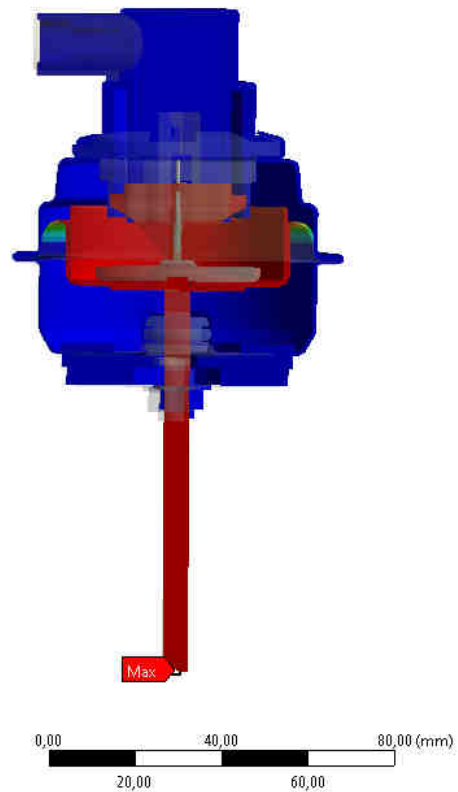
Vplyv predpätia sa prejavil v matici tuhosti, ktorá bola doplnená o hodnoty zo štruktúrálnej analýzy, pričom modálna analýza, ako jeden z cieľov práce bol vykonaná vo frekvenčnom pásme (0-1000)Hz. Prvý vlastný tvar nebol experimentom identifikovaný, pretože nemohol byť buđením vo vertikálnom smere vybudený.



Obr. 47: 2. vlastný tvar pri frekvencii 26,689Hz.

J: Modal
Total Deformation 3
Type: Total Deformation
Frequency: 54,628
Unit: mm
24. 5. 2013 17:27

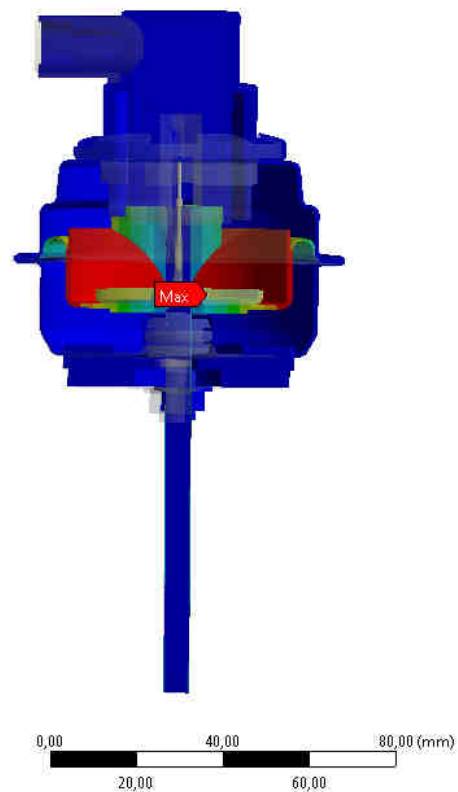
71,074 Max
63,177
55,28
47,383
39,486
31,589
23,691
15,794
7,8971
0 Min



Obr. 48: 2. vlastný tvar pri frekvencii 54,628Hz.

J: Modal
Total Deformation 4
Type: Total Deformation
Frequency: 469,69 Hz
Unit: mm
24. 5. 2013 17:28

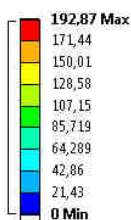
204,5 Max
181,78
159,06
136,33
113,61
90,889
68,167
45,445
22,722
0 Min



Obr. 49: 3. vlastný tvar pri frekvencii 469,69Hz.

J: Modal
Total Deformation: 6
Type: Total Deformation
Frequency: 607,436
Units: mm
24. 5. 2013 17:30

ANSYS
14.0



Obr. 50: 4. vlastný tvar pri frekvencii 469,69Hz.

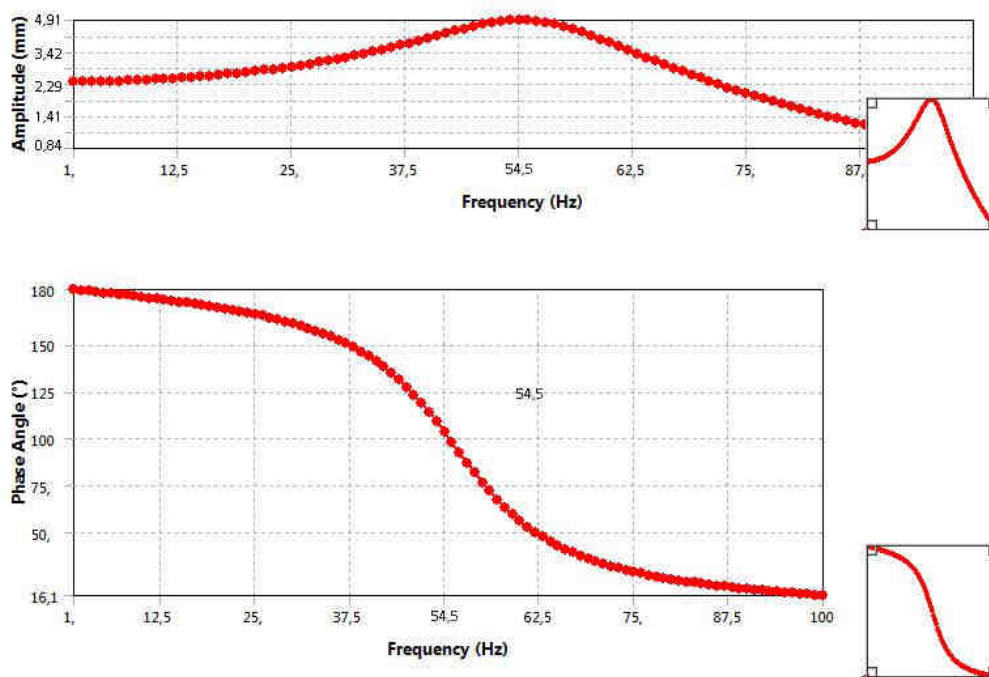
Tab. 7: Hodnoty vypočítané hodnoty vlastných frekvencií

Podtlak [kPa]	11,1	36,6	67,2
1. vl. Frekvencia [Hz]	26.689	26,32	25,841
2. vl. Frekvencia [Hz]	54.628	53,915	53,714

4.9.3 Výsledky analýzy harmonickej odozvy

Pri výpočte analýzy harmonickej odozvy boli vlastné tvary extrahované z modálnej analýzy a vo zvolenom frekvenčnom rozsahu (10 – 100)Hz pri buzení zrýchlením o veľkosti 2G boli získané tieto výsledky pre 2. vlastnú frekvenciu, ktorú je možné porovnať s experimentom. Zvolený frekvenčný rozsah bol rozdelený na 100 častí, aby bola zachytená vlastná frekvencia. Do harmonickej analýzy bola zadaná hodnota pomerného útlmu spočítaného z experimentu. Ako metódu riešenia bola zvolená metóda superpozície nódov, ktorá je pomerne rýchla, vďaka vopred vypočítanej modálnej analýze. Výsledky boli spracované v podobe výchyliek posunovacej tyče. Opäť bolo ilustratívne ukázané riešenie len pre jednu vlastnú frekvenciu, aj s priebehom frekvenčno odozvovej funkcie.

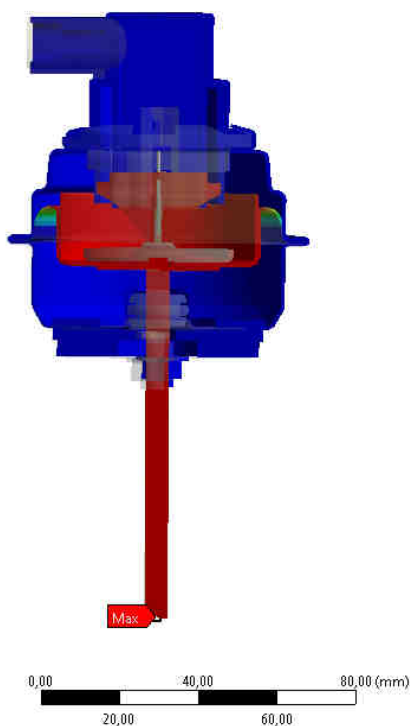
Frequency Response



Obr. 51: Priebeh frekvenčno odozvovej funkcie a fázového uhlu v závislosti na frek (11,1kPa).

D: Harmonic Response
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Frequency: 54,628 Hz
 Phase Angle: 0, °
 Unit: mm
 24. 5. 2013 20:07

4,9148 Max
 4,3687
 3,8226
 3,2766
 2,7305
 2,1844
 1,6383
 1,0922
 0,54609
 0 Min



Obr. 52: Amplitúda výchylky pri vlastnej frekvencii 54,5Hz (podtlak -11,1kPa).

Tab. 8: Hodnoty výchyliek pri druhej vlastnej frekvencii.

Podtlak [kPa]	11,1	36,6	67,2
Amplitúda pre 2. tvar v smere osi Z	4,9148	4,875	4,872,

5 Záver

Táto práca bola venovaná problematike popisu dynamických vlastností pneumatického aktuátora, ako hlavného regulačného mechanizmu turbodúchadla. Riešenie tejto problematiky je stále aktuálnym problémom, ktorý je riešený v spoločnosti Honeywell.

Práve táto práca bola prvou štúdiou vykonanou na aktuátore, pričom bola zameraná na vytvorenie výpočtového modelu, ktorý má byť použitý pre ďalšie analýzy, keďže doteraz nebol žiadny z modelov vytvorený. Pre korektne vytvorený model, musel byť prevedený experiment, ktorého ciele boli:

- získať vstupné údaje pre vytvorenie výpočtového modelu,
- zistiť vplyv podtlaku na vlastné frekvencie a amplitúdy zrýchlení,
- zistiť vplyv zaťaženia na amplitúdu zrýchlení.

Z experimentu boli vyvedené tieto závery:

1. *Amplitúda zrýchlení sa pri rôznych hodnotách zaťaženia výrazne nemení, teda je možné prehlásiť jej nezávislosť na zaťažení.*
2. *Podtlak aktuátora ovplyvňuje vlastné frekvencie a to tak, že vlastná frekvencia je nepriamo úmerná podtlaku.*
3. *Podtlak v aktuátore ovplyvňuje amplitúdu zrýchlení pomocou tlmenia. Zo získaných dát vyplýva, že pri zvýšení podtlaku sa zníži amplitúda, čo je dôsledkom zvýšeného tlmenia.*
4. *Nameraná statická tuhosť má hodnotu 11,8 N/mm*
5. *Pomerný útlm bol s experimentu stanovený na 0,18, pretože pri regulácii je potrebné dosiahnuť podtlaku minimálne 67,2kPa. Pre tento túto hodnotu podtlaku bola hodnota pomerného útlmu relatívne stabilná pre všetky hodnoty zaťaženia v porovnaní s ostatnými hodnotami meraných podtlakov.*

Ciele výpočtového modelovania boli:

- nájsť vhodný materiálový konštitutívny model pre silikonovú gumu (materiál membrány)
- použiť vstupné údaje získané z experimentálneho modelovania a overiť ich správnosť na základe verifikácie nameraných vlastných frekvencií a amplitúd.

Pri výpočtovom modelovaní vznikol problém z konvergenciou štruktúrálnej analýzy pri hodnotách závažia 0,202 a 0,422g. Tieto zaťaženia mali problém z konvergenciou u štruktúrálnej analýzy a ani po vyše 23 hodinách výpočet nedosiahol konvergenzie. Z toho dôvodu boli analýzy zúžené len na zaťaženie o hmotnosti 0,104g. Predpokladám, že výpočet nebol schopný konvergenzie z dôvodu zle zadaného kontaktu, avšak ani po porade s odborníkmi s firmy Honeywell nebolo nájdené riešenie tohoto výpočtového problému. Avšak pre hodnoty zaťaženie, ktoré nemali problém s konvergenciou boli výsledky riešenia viac celkom uspokojivé.

Hlavný cieľ:

- vytvorenie korektného výpočtového modelu, ktorý bude slúžiť pre ďalšie analýzy a výpočtové simulácie vo firme Honeywell.

Tento cieľ sa podarilo splniť iba z časti, pretože kým pre výsledky so závažím 0,104g dávali v celku uspokojivú zhodu, tak celkový súbor dát na posúdenie funkčnosti výpočtového modelu je malý a preto sa nedá vysloviť jednoznačný záver o správnosti.

Vykonanie posúdenia vplyvu niektorých väzieb nemohlo byť splnené pokiaľ nebol vytvorený výpočtový model. Tento požiadavok, si vyžaduje použitie optimalizačnej analýzy na vytvorenom výpočtovom modeli a tak po rozhovore s konzultantom z firmy Honeywell bolo rozhodnuté, že optimalizačná analýza bude predmetom ďalšej diplomovej práce

Záverom by som chcel povedať, že výpočtový model by mohol pri malých korekciách fungovať a byť užitočným nástrojom pri dynamických simuláciach či už regulácie alebo samotného VNT turbodúchadla.

Zoznam symbolov a skratiek

<i>BEAM 188</i>	typový prvok použitý na modelovanie zvarov,
<i>FFT</i>	rýchla Fourierová transformácia (Fast Fourier Transform),
<i>FRF</i>	frekvenčná odozvočná funkcia (Frequency Response Function),
<i>FRFA</i>	prenosová charakteristika mechanickej sústavy (Frequency Response Function Analysis),
<i>MASS 21</i>	typový prvok prídavná hmotnosť ,
<i>MPC</i>	viacbodová formulácia kontaktu (Multi-Point Constraint),
<i>SHELL 181</i>	typový prvok pre tenkostenná telesá,
<i>SOLID 186</i>	typový prvok pre telesá s hrúbkou steny väčšou ako 1mm,
<i>VGT</i>	zmena šírky statoru turbíny (Variable Geometry Turbocharger),
<i>VNT</i>	natáčanie riadiacej smerovej klapky (Variable Nozzle Turbine),
<i>VTG</i>	natáčanie lopatiek statoru turbíny (Variable Turbine Geometry),
<i>a</i>	zrýchlenie,
<i>a(t)</i>	časový priebeh dynamického budenia sústavy,
<i>A</i>	amplitúda,
<i>A(t)</i>	vstupný časový priebeh,
<i>a_n</i>	spektrálny (Fourierov) koeficient,
<i>α_{jk}(ω)</i>	harmonická odozva v mieste x _j ,
<i>b</i>	koeficient viskózneho tlmenia,
<i>b_n</i>	spektrálny (Fourierov) koeficient,
<i>b_p</i>	pomerný útlm,
<i>b(t)</i>	časový priebeh odozvy testovanej sústavy,
<i>B(t)</i>	výstupný časový priebeh,
<i>d</i>	parameter nestlačiteľnosti materiálu,
<i>d₂</i>	stredný priemer závit,
<i>E_{ij}</i>	zložka Green-Lagrangeovho tenzoru pretvorenia,
<i>f</i>	vlastná frekvencia,
<i>G</i>	modul pružnosti v šmyku,

$h(\tau)$	charakteristická funkcia impulzovej odozvy,
$H(f)$	frekvenčný prenos,
$H_{ij}(s)$	prenosová funkcia,
$H_{ij}(i\omega)$	frekvenčná odozvoľová,
\bar{I}_1	modifikovaný prvý invariant pravého Cauchy-Greenovho tenzoru deformácie,
J	tretí invariant tenzoru deformačného gradientu,
k	tuhosť pružiny,
m	hmotnosť telesa,
N	počet módov,
r_s	tretí polomer,
R_{ijk}	rezíduum,
Q	Q-faktor,
S_{ij}	zložky 2. Piola-Kirchhoffovho tenzoru pretvorenia,
v	rýchlosť,
W	funkcia mernej energie napätosti na jednotku nedeformovaného objemu,
x	deformácia pružiny,
$x(t)$	časová funkcia,
Φ_j^r	j-tý prvok r-tého vektora vlastných tvarov,
Φ_k	definuje vlastný tvar,
δ	priemer diery pre skrutku,
γ	uhol stúpania závit,
φ'	tretí uhol s prihliadnutím na profil závit,
λ_r	vlastné číslo r-tého módu (vlastná frekvencia spolu s modálnym tlmením),
ω	frekvencia budiacej sily,
Ω_0	vlastná netlmená frekvencia,
ζ	pomerný útlm.

Zoznam obrázkov

Obr. 1: Schéma činnosti turbodúchadla. [12]	11
Obr. 2: Hlavné konštrukčné časti turbodúchadla. [12]	12
Obr. 3: Turbodúchadlo so systémom odpúšťania výfukových plynov pred turbínou. [12].....	14
Obr. 4: Systém regulácie preplňovania s natáčaním rozvádzačích lopatiek VNT.[12].....	15
Obr. 5: Turbodúchadlo s radiacou smerovou klapkou. [12].....	15
Obr. 6: Zmena šírky statora turbíny (VGT). [15]	16
Obr. 7: Skúmaný pneumatický aktuátor	17
Obr. 8: Vstupno-výstupný model lineárnej sústavy.....	22
Obr. 9: Ideálny fyzikálny systém s 1 stupňom voľnosti.	24
Obr. 10: Frekvenčná odozvoľná funkcia pre systém s jedným stupňom voľnosti.....	25
Obr. 11: Blokový diagram pre dvojkanálový frekvenčný analyzátor na vytvorenie frekvenčného prenosu $H(f)$. [10]	25
Obr. 12 : Časový priebeh sily pôsobiacej proti pohybu polohovacej tyče pre regulačný cyklus.	28
Obr. 13: Uloženie pneumatického aktuátora	28
Obr. 14 : Schéma meriaceho reťazca.	29
Obr. 15 : Vibrátor LDS – V8-440-HBT750	30
Obr. 16: Príklad postupného narastania budiacej frekvencie zrýchlenia v čase.....	30
Obr. 17 : Príklad postupného narastania budiacej frekvencie zrýchlenia v čase.....	31
Obr. 18 : Príklad postupného narastania budiacej frekvencie zrýchlenia v čase.....	32
Obr. 19 : Detail aplikácie snímačov použitím včelieho vosku.	32
Obr. 20 : Detail aplikácie snímačov použitím včelieho vosku.	33
Obr. 21 : Graf trendovej funkcie závislosti zaťaženia na posunutí	34
Obr. 22 : Frekvenčné a fázové spektrum pre test 15.	35
Obr. 23 : Dynamická odozva pneumatického aktuátora	36
Obr. 24 : Stanovenie šírky pásma.	38
Obr. 25 : Teoretický model systému.....	38
Obr. 26 : Tvar frekvenčnej odozvovej funkcie a fázového posunu pri rôznych hodnotách b_p	38
Obr. 27: Zistenie šírky pásma.	39
Obr. 28: Zmena vlastnej frekvencie v závislosti na podtlaku.....	40
Obr. 29: Model geometrie s popisom jednotlivých súčiastok (SolidWorks 2011).....	43

Obr. 30: Geometria aktuátoru použitá pre výpočet.....	44
Obr. 31: Závislosť napätia na pretvorení (modrá).	48
Obr. 32: Exportovaný materiálový model z programu MCalculation do jazyka APDL.	48
Obr. 33: MPC formulácia – previazanie kontaktných plôch.[13].....	49
Obr. 34: Aplikovanie „general“ kontaktu.	50
Obr. 35: Implementovanie virtuálnej pružiny do výpočtového modelu.	50
Obr. 36: Zadanie bodových zvarov	51
Obr. 37: Znázornenie použitých prvkov siete.[13]	52
Obr. 38: Vytvorená sieť konečných prvkov.	53
Obr. 39: Popis rozmerov metrického závitu.[5]	54
Obr. 40: Aplikovanie zaťaženia.	55
Obr. 41: Výpočtová schéma riešenia v programe ANSYS Workbench.	56
Obr. 42: Vypočítaný posuv pre podtlak 11,1kPa.	57
Obr. 43: Vypočítaný posuv pre podtlak 36,6kPa.	58
Obr. 44: Vypočítaný posuv pre podtlak 67,2kPa.	59
Obr. 45: Rozloženie napätia pre podtlak 11,1kPa.	59
Obr. 46: Rozloženie napätia pri zaťažení od ťahovacieho momentu skrutky.	60
Obr. 47: 2. vlastný tvar pri frekvencii 26,689Hz.	60
Obr. 48: 2. vlastný tvar pri frekvencii 54,628Hz.	61
Obr. 49: 3. vlastný tvar pri frekvencii 469,69Hz.	61
Obr. 50: 4. vlastný tvar pri frekvencii 469,69Hz.	62
Obr. 51: Priebeh frekvenčno odozvovej funkcie a fázového uhlu v závislosti na frek (11,1kPa).	63
Obr. 52: Amplitúda výchylky pri vlastnej frekvencii 54,5Hz (podtlak -11,1kPa).	63

Zoznam tabuliek

Tab. 1: Prenosové funkcie .	23
Tab. 2: Výsledky merania statickej tuhosti.....	33
Tab. 3: Podmienky a výsledky merania.....	37
Tab. 4: Hodnoty pomerného útlmu pre jednotlivé testy so zrýchlením 2G.....	40
Tab. 5: Materiálové charakteristiky jednotlivých súčiastok.	45
Tab. 6: Hodnoty napätí pre jednotlivé hodnoty podtlakov.	59
Tab. 7: Hodnoty vypočítané hodnoty vlastných frekvencií.....	62
Tab. 8: Hodnoty výchyliek pri druhej vlastnej frekvencii.	63

Zoznam použitej literatúry

- [1] MILAČEK, Stanislav: Modální analýza mechanických kmitů. České vysoké učení technické v Praze, Praha, 1992, 154s. ISBN 80-01-00872-X .
- [2] BILOŠOVÁ, Alena: Experimentální modální analýza. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava, 2006, 104 s.: Dostupné na internete : <http://www.337.vsb.cz/materialy/experimentalni_modalni_analyza/EMA_skripta.pdf>.
- [3] TREBUŇA, František – ŠIMČAK, František: Příručka experimentálnej mechaniky. TypoPress, Košice, 2007. 1526 s. ISBN 970-80-8073-816-7.
- [4] HLAVÁČ, Zdeněk: Modální analýza a volné kmitání slabě tlumených lineárních kmitavých soustav: 2004, 14 s : Dostupné na internete: <<http://www.kme.zcu.cz/download/predmety/273-fst5.pdf>>.
- [5] BENČA, Štefan: Výpočtové postupy MKP pri riešení lineárnych úloh mechaniky. Vydavateľstvo STU, Bratislava, 2006, 150s. ISBN 80-227-2404-1.
- [6] STAREK, Ladislav: Kmitanie mechanických sústav. Vydavateľstvo STU, Bratislava, 2006, 150s. ISBN 80-227-2491-2.
- [7] EWINS, D.J: Modal testing: Theory and Practice. Gilliard, Great Yarmouth, 1988, 269 s. ISBN 0-86380-017-3.
- [8] PETRUŠKA, Jindřich; BURŠA, Jiří. Nelineární úlohy mechaniky v MKP [online]. 2009 [cit. 2011-05-14]. Elektornické opory. Dostupné z WWW: <<http://www.umt.fme.vutbr.cz/cz/studium/studijni-materialy.html>>
- [9] BEARDS, C.: Structural vibration: Analysis and damping. Arnold, London, 1996, 286 s., ISBN 340-64580-6.
- [10] HARRIS, C., PIERSON, A.: Harris's shock and vibration handbook. McGraw-Hill companies, New York, 2002, 1456 s. ISBN 0-07-137081-1.
- [11] JANÍČEK, P.: Systémové pojetí 1,2. vybraných oborů pro techniky. CERM, Brno, 2010, 1380s. ISBN 9788072045549.
- [12] Honeywell international INC. Turbo by Garrett [online]. c2013 [cit. 2013-02-19]. Dostupné z < <http://www.turbobygarrett.com> >.
- [13] Manuál k výpočtovému systému ANSYS.
- [14] MALENOVSKÝ, E.: Studijní opora z předmětu počítačové metody mechaniky v dynamice
- [15] CUMMINS TURBO TECHNOLOGIES. Vgt [online]. c2013 [cit. 2013-02-19]. Dostupné z < http://holset.co.uk/mainsite/files/2_5-vgt.php >.

Prílohy

- Príloha A: CD médium – diplomová práca v elektronickej podobe, prílohy v elektronickej podobe.
- Príloha B: Výsledky jednotlivých experimentálnych meraní.
- Príloha C: M-skript pre lepšie vyhodnotenie experimentu.

